

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
 федеральное государственное автономное
 образовательное учреждение высшего образования
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Инженерная школа новых производственных технологий
 Отделение школы (НОЦ) **Научно-образовательный центр Н. М. Кижнера**
 Направление подготовки **18.03.01 Химическая технология**
 Профиль **Машины и аппараты химических производств**

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
Проект установки отбензинивания нефти с модернизацией теплообменника на АНПЗ

УДК 665.63.013.045.1

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4Г7Б	Петров Артём Алексеевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Тихонов Виктор Владимирович			

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОСГН	Спицына Любовь Юрьевна			

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ассистент	Черемискина Мария Сергеевна			

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Беляев В.М.	к.т.н., доцент		

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Инженерная школа новых производственных технологий
Направление подготовки (специальность) 18.03.01 Химическая технология
Отделение школы (НОЦ) Научно-образовательный центр Н.М. Кижнера

УТВЕРЖДАЮ:
Руководитель ООП
_____ Беляев В.М.
(Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Бакалаврской работы

(бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
4Г7Б	Петрову Артёму Алексеевичу

Тема работы:

Проект установки отбензинивания нефти с модернизацией теплообменника на АНПЗ	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	№29-64/с от 29.01.2021

Срок сдачи студентом выполненной работы:	10.06.2021
--	------------

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе <i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i>	Разработка теплообменного аппарата для установки отбензинивания нефти. Нагреваемый агент – обессоленная нефть; Охлаждаемый агент – мазут. Начальная температура мазута - 340 °С; Конечная температура мазута - 180 °С; Начальная температура обессоленной нефти- 156 °С; Конечная температура обессоленной нефти- 230 °С; Давление в трубном пространстве: 1.6 МПа Давление в межтрубном пространстве: 1.88 МПа Расход мазута: 48.069 кг/с Расход нефти: 122.778 кг/с
--	---

Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов <i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i>	Реферат Введение 1 Обзор литературы 2.Описание технологической схемы 3.Расчет кожухотрубчатого теплообменника 3.1 Технологический расчет теплообменника 3.2 Конструктивный расчет теплообменника 3.3 Механический расчет теплообменника 3.4 Гидравлический расчет теплообменника 3.5 Расчет тепловой изоляции 4.Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение 5. Социальная ответственность Заключение Список литератур Приложение
Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i>	Лист 1 – Технологическая схема установки А1 Лист 2 – Общий вид кожухотрубчатого теплообменника А0 Лист 3 – Выносные элементы кожухотрубчатого теплообменника А1

Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы	
Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Спицына Любовь Юрьевна
Социальная ответственность	Черемискина Мария Сергеевна
Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:	

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	21.01.2021
---	------------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Тихонов Виктор Владимирович	к.т.н.		

Задание принял к исполнению студента

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4Г7Б	Петров Артём Алексеевич		

**Планируемые результаты обучения по ООП 18.03.01 «Химическая технология»
выпуска 2021 г.**

Код компетенции	Наименование компетенции
Универсальные компетенции	
УК(У)-1	Способность осуществлять поиск, критический анализ и синтез информации, применять системный подход для решения поставленных задач
УК(У)-2	Способность определять круг задач в рамках поставленной цели и выбирать оптимальные способы их решения, исходя из действующих правовых норм, имеющихся ресурсов и ограничений
УК(У)-3	Способность осуществлять социальное взаимодействие и реализовывать свою роль в команде
УК(У)-4	Способность осуществлять деловую коммуникацию в устной и письменной формах на государственном языке Российской Федерации и иностранном(-ых) языке(-ах)
УК(У)-5	Способность воспринимать межкультурное разнообразие общества в социально-историческом, этическом и философском контекстах
УК(У)-6	Способность управлять своим временем, выстраивать и реализовывать траекторию саморазвития на основе принципов образования в течение всей жизни
УК(У)-7	Способность поддерживать должный уровень физической подготовленности для обеспечения полноценной социальной и профессиональной деятельности
УК(У)-8	Способность создавать и поддерживать безопасные условия жизнедеятельности, в том числе при возникновении чрезвычайных ситуаций
Дополнительная универсальная компетенция университета	
УК(У)-9	Способность проявлять предприимчивость в профессиональной деятельности, в т.ч. в рамках разработки коммерчески перспективного продукта на основе научно-технической идеи
Общепрофессиональные компетенции	
ОПК(У)-1	Способность и готовность использовать основные законы естественнонаучных дисциплин в профессиональной деятельности
ОПК(У)-2	Готовность использовать знания о современной физической картине мира, пространственно-временных закономерностях, строении вещества для понимания окружающего мира и явлений природы
ОПК(У)-3	Готовность использовать знания о строении вещества, природе химической связи в различных классах химических соединений для понимания свойств материалов и механизма химических процессов, протекающих в окружающем мире
ОПК(У)-4	Владеет пониманием сущности и значения информации в развитии современного информационного общества, осознания опасности и угрозы, возникающих в этом процессе, способностью соблюдать основные требования информационной безопасности, в том числе защиты государственной тайны
ОПК(У)-5	Владеет основными методами, способами и средствами получения, хранения, переработки информации, навыками работы с компьютером как средством управления информацией
ОПК(У)-6	Владеет основными методами защиты производственного персонала и населения от возможных последствий аварий, катастроф, стихийных бедствий

Код компетенции	Наименование компетенции
Профессиональные компетенции	
ПК(У)-1	Способность и готовность осуществлять технологический процесс в соответствии с регламентом и использовать технические средства для измерения основных параметров технологического процесса, свойств сырья и продукции

ПК(У)-2	Готовность применять аналитические и численные методы решения поставленных задач, использовать современные информационные технологии, проводить обработку информации с использованием прикладных программных средств сферы профессиональной деятельности, использовать сетевые компьютерные технологии и базы данных в своей профессиональной области, пакеты прикладных программ для расчета технологических параметров оборудования
ПК(У)-3	Готовность использовать нормативные документы по качеству, стандартизации и сертификации продуктов и изделий, элементы экономического анализа в практической деятельности
ПК(У)-4	Способность принимать конкретные технические решения при разработке технологических процессов, выбирать технические средства и технологии с учетом экологических последствий их применения
ПК(У)-5	Способность использовать правила техники безопасности, производственной санитарии, пожарной безопасности и нормы охраны труда, измерять и оценивать параметры производственного микроклимата, уровня запыленности и загазованности, шума, и вибрации, освещенности рабочих мест
ПК(У)-6	Способность наладывать, настраивать и осуществлять проверку оборудования и программных средств
ПК(У)-7	Способность проверять техническое состояние, организовывать профилактические осмотры и текущий ремонт оборудования, готовить оборудование к ремонту и принимать оборудование из ремонта
ПК(У)-8	Готовность к освоению и эксплуатации вновь вводимого оборудования
ПК(У)-9	Способность анализировать техническую документацию, подбирать оборудование, готовить заявки на приобретение и ремонт оборудования
ПК(У)-10	Способность проводить анализ сырья, материалов и готовой продукции, осуществлять оценку результатов анализа
ПК(У)-11	Способность выявлять и устранять отклонения от режимов работы технологического оборудования и параметров технологического процесса
ПК(У)-21	Готовность разрабатывать проекты в составе авторского коллектива
ПК(У)-22	Готовность использовать информационные технологии при разработке проектов
ПК(У)-23	Способность проектировать технологические процессы с использованием автоматизированных систем технологической подготовки производства в составе авторского коллектива
Дополнительная компетенция университета	
ДПК(У)-1	Способность проводить стандартные испытания материалов и изделий, проводить физические и химические эксперименты, проводить обработку и анализ результатов

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
4Г7Б	Петрову Артёму Алексеевичу

Школа	ИШНПТ	Отделение школы (НОЦ)	Н. М. Кижнера
Уровень образования	Бакалавр	Направление/специальность	18.03.01 «Химическая технология»

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	Бюджет проекта не более 500 тыс. руб. Тарифные ставки исполнителей определены штатным расписанием НИ ТПУ.
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	Норма амортизационных отчислений на специальное оборудование
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	Отчисления во внебюджетные фонды 30 %. (НК РФ)

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	Проведение предпроектного анализа. Определение целевого рынка и проведение его сегментирования. Выполнение SWOT-анализа проекта.
2. Планирование и формирование бюджета научных исследований	Определение производственной мощности. Расчет сырья, материалов, оборудования, фонда оплаты труда. Расчет себестоимости готового продукта. Расчет точки безубыточности
3. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	Проведение оценки экономической эффективности проекта.

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. Оценка конкурентоспособности технических решений
2. Матрица SWOT
3. Альтернативы проведения НИ
4. График проведения и бюджет НИ
5. Оценка ресурсной, финансовой и экономической эффективности НИ

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
--	--

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент ОСГН ШБИП ТПУ	Спицына Любовь Юрьевна	К.Э.Н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4Г7Б	Петров Артём Алексеевич		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
4Г7Б	Петров Артём Алексеевич

Школа	ИШНПТ	Отделение (НОЦ)	НОЦ Н. М. Кижнера
Уровень образования	Бакалавриат	Направление/специальность	18.03.01 «Химическая технология»

Тема ВКР:

Проект установки отбензинивания нефти с модернизацией теплообменника на АНПЗ	
Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	<p>Объект исследования: кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой. Рабочая зона: завод АО «АНПЗ ВНК».</p> <p>Область применения: нефтеперерабатывающая промышленность.</p>
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности: <ul style="list-style-type: none"> – специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны. 	<p>"Трудовой кодекс Российской Федерации" от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 01.04.2019)</p> <p>ГОСТ 12.2.049-80 ССБТ.</p> <p>Оборудование производственное.</p> <p>Общие эргономические требования. ГОСТ Р ИСО 14738-2007.</p> <p>Безопасность машин.</p> <p>Антропометрические требования при проектировании рабочих мест машин.</p>

2. Производственная безопасность: 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия	2.1 Выявление вредных факторов в рабочей зоне при эксплуатации оборудования: - повышенный уровень вибрации; - повышенный уровень шума на рабочем месте; - вредные вещества; 2.2 Выявление опасных факторов в рабочей зоне при эксплуатации оборудования: - подвижные части оборудования (насосы); - электробезопасность (вероятность поражения электрическим током, токоотводящие части электрооборудования). - повышенная температура поверхности оборудования.
3. Экологическая безопасность:	- Воздействие на атмосферу: выбросы токсичных газов: CO ₂ , SO ₂ ; - Воздействие на гидросферу: вода, отводимая от охлаждения компрессоров, конечных холодильников. - Воздействие на литосферу: жидкие отходы -отработанное масло после компрессоров, мазут.
4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:	Возможные ЧС: ураганы, подтопления территорий, природные пожары. Наиболее типичная ЧС: пожар на производстве.

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	29.01.2021
--	------------

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Черемискина Мария Сергеевна	-		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4Г7Б	Петров Артём Алексеевич		

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа содержит 165 с., 29 рисунков, 34 таблицы, 36 источников литературы, 3 листа графического материала формата А1.

Выпускная квалификационная работа «Проект установки отбензинивания нефти с модернизацией теплообменника на АНПЗ»

Ключевые слова: кожухотрубчатый теплообменник, плавающая головка, витые трубки, трубная решётка, уплотнение «Kemrfe», перегородка, седловая опора.

Объектом исследования является кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой для подогрева обессоленной нефти мазутом.

Цель работы – расчет и подбор теплообменного аппарата для нагревания обессоленной нефти мазутом. В процессе работы проведены тепловые, конструктивные и механические расчеты теплообменного оборудования.

В результате исследования был подобран стандартный теплообменник для установки отбензинивания нефти с модернизацией трубного пучка и конструктивными доработками.

Основные конструктивные, технологические и технико-эксплуатационные характеристики теплообменника: диаметр кожуха 1200 мм, длина труб 9 м, диаметр труб 25х2,5 мм, поверхность теплообмена 766 м², с плавающей головкой, четырёхходовый, горизонтальный.

Степень внедрения: аппарат внедрен на нефтеперерабатывающем заводе АО ВНК «АНПЗ» Роснефть для подогрева нефти.

Область применения: химическая и нефтехимическая промышленность.

В разделе «Социальная ответственность» были рассмотрены возможные опасные и вредные факторы, связанные с эксплуатацией и монтажом теплообменного аппарата.

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» проведен анализ эффективности внедрения

теплообменного аппарата с плавающей головкой и витыми трубками на предприятие.

В ходе работы было подтверждено, что данный выбранный теплообменник соответствует всем предъявляемым требованиям технологического процесса.

Abstract

The final qualifying work contains 165 s., 29 figures, 34 tables, 36 sources of literature, 3 sheets of graphic material in A1 format.

Final qualification work " Project of the oil topping plant with the modernization of the heat exchanger at the ANPZ»

Keywords: shell-and-tube heat exchanger with floating head, pipe grid, oil refining, partition, saddle support.

The object of the study is a shell-and-tube heat exchanger with a floating head for heating desalinated oil with fuel oil.

The purpose of the work is to calculate and select a device for heating desalted oil with fuel oil. In the course of the work, thermal, structural and mechanical calculations of the heat exchange equipment were carried out.

As a result of the study, a standard heat exchanger was selected for the oil topping plant with the modernization of the pipe bundle and structural modifications.

The main design, technological and technical characteristics of the heat exchanger: casing diameter 1200 mm, pipe length 9 m, pipe diameter 25x2.5 mm, heat exchange surface 766 m², floating head, four-way, horizontal.

Degree of implementation: the device was introduced at the oil refinery of JSC VNK "ANPZ" Rosneft for heating oil.

Scope of application: chemical and petrochemical industry.

In the section " Social responsibility", possible dangerous and harmful factors related to the operation and installation of the heat exchanger were considered.

In the section "Financial management, resource efficiency and resource saving", an analysis of the efficiency of introducing a heat exchanger with a floating head and twisted tubes to the enterprise is carried out.

During the work, it was confirmed that this selected heat exchanger meets all the requirements of the technological process.

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	15
1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ.....	18
2. Описание технологической схемы	28
3. РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА.....	31
3.1 Технологический расчет	31
3.1.1 Тепловой расчет	31
3.1.2 Уточненный расчет и выбор кожухотрубчатого теплообменника	35
3.1.3 Расчет максимальной и минимальной площади поперечного сечения, витой трубки	36
3.1.4 Расчет коэффициентов теплоотдачи	38
3.1.5 Расчет суммарного термического сопротивления.....	41
3.1.6 Расчет коэффициент теплопередачи	41
3.2 Конструктивный расчет теплообменного аппарата	42
3.2.1 Расчёт и подбор штуцеров	44
3.1.3 Выбор конструкционных материалов теплообменного аппарата	45
3.3 Механический расчет теплообменного аппарата.....	47
3.3.1 Расчет толщины стенки кожуха	47
3.3.2 Расчет температурных деформаций.....	52
3.3.3 Расчет толщины стенки стандартной эллиптической крышки, работающей под внутренним давлением для трубного пространства.	55
3.3.4 Расчет эллиптической крышки, работающей под внутренним давлением для межтрубного пространства.	58
3.3.5 Расчет толщины распределительной камеры.....	60
3.3.6 Проверка необходимости укрепления отверстий	62
3.3.6.1 Укрепление одиночных отверстий в сосудах и аппаратах, нагруженных внутренним избыточным давлением	65
3.3.6.2 Проверка укреплений отверстий патрубков больших диаметров	67
3.3.7 Подбор и расчет фланцевого соединения.....	72
3.3.8 Расчет фланцевого соединения «плавающей головки»	88
3.3.9 Поверочный расчет кожухотрубного теплообменника с плавающей головкой	101

3.3.9.1	Вспомогательные величины	102
3.3.9.2	Расчет усилий в элементах теплообменного аппарата	105
3.3.9.3	Расчетные напряжения в трубной решетке	109
3.3.9.4	Проверка прочности трубных решёток теплообменного аппарата .	111
3.3.9.5	Проверка прочности и устойчивости обечайки	111
3.3.9.6	Проверка условий устойчивости	113
3.3.9.7	Проверка жесткости витых трубок	113
3.3.9.8	Расчет допускаемой нагрузки на вальцовочное соединение трубы с решеткой	113
3.3.10	Расчет теплообменника от воздействия опорных нагрузок	115
3.4	Гидравлический расчет теплообменника	123
3.5	Расчет тепловой изоляции	128
4.	ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ.....	129
	Введение.....	129
4.1	Оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований	129
4.1.1	Потенциальные потребители результатов исследования. Сегментация рынка	130
4.1.2	Оценка перспективности разработки.....	131
4.1.3	SWOT-анализ разработки.....	134
4.2	Планирование научно-исследовательских работ.....	136
4.2.1	Структура работ в рамках научного исследования	136
4.2.2	Определение трудоёмкости выполнения работ	137
4.2.3	Разработка графика проведения научного исследования	138
4.3	Бюджет научно-технического исследования	140
4.3.1	Расчёт материальных затрат НТИ	141
4.3.2	Основная заработная плата исполнителей темы	143
4.3.3	Дополнительная заработная плата исполнителей темы	145
4.3.4	Отчисления во внебюджетные фонды	145
4.4	Накладные расходы и формирование бюджета	146
4.4.1	Определение интегрального показателя ресурсоэффективности	147

4.4.2 Оценка научно-технического эффекта разработки	149
5. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ.....	152
5.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	152
5.1.1 Правовые нормы трудового законодательства	153
5.2 Производственная безопасность.....	154
5.2.1 Анализ вредных факторов при эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника.....	155
5.2.2 Анализ опасных факторов при эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника.....	157
5.3 Экологическая безопасность.....	158
9.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях.....	160
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	162
Список использованной литературы.....	163

ВВЕДЕНИЕ

Цель данной выпускной работы состоит в том, что необходимо модернизировать теплообменное оборудование, а также оптимизировать процесс теплообмена в нефтеперерабатывающем комплексе «Роснефть».

Технологический расчет позволяет определить минимальное количество энергии, требуемое для реализации технологии. Потоки, образующиеся в процессе переработки нефти, температура которых высока, можно пропускать через теплообменное оборудования, тем самым, исключая потребность в дополнительном оборудовании, что экономически не целесообразно.

Проектируя новое теплообменное оборудования для сбережения энергии необходимо увеличить поверхность теплообменников, это позволит увеличить степень рекуперации тепла на технологических установках и уменьшить расход топлива. Подобрать подходящие материалы, между которыми протекает теплообмен. Предусмотреть перегородки в межтрубном пространстве, для того чтобы эффективно задействовать поверхность соприкосновения теплоносителя и стенки теплообменной трубы.

Данные параметры модернизации относится к Ачинскому нефтеперерабатывающему заводу.

АНПЗ проводит масштабную модернизацию оборудования, технологий уже с 2012 года. Нефтеперерабатывающий завод, основной функцией которого является переработка нефти в бензин, авиационный керосин, мазут, дизельное топливо, смазочные масла, смазки, битумы, нефтяной кокс, сырьё для нефтехимии. Производственный цикл НПЗ состоит из подготовки сырья, первичной перегонки нефти и вторичной переработки нефтяных фракций: каталитического крекинга, каталитического риформинга, коксования, висбрекинга, гидрокрекинга, гидроочистки и смешения компонентов готовых нефтепродуктов.

Секция 100 (ЭЛОУ-АТ-6) является головной секцией в составе комбинированной установки ЛК-6Ус и предназначена для обессоливания, обезвоживания и переработки нефти по-летнему и зимнему вариантам работы.

В состав производственного объекта входят:

1. Электрообессоливание
2. Атмосферная перегонка нефти
3. Стабилизация прямогонного бензина

Проект электрообессоливания и первичной переработки нефти разработан Ленгипро-нефтехимом на основании исходных данных, полученных от ВНИИНП и БашНИИ НП.

Проектная мощность секции 100 - 6 млн.тонн/год по перерабатываемому сырью.

Год ввода секции в эксплуатацию - декабрь 1982 г.

При переводе секции 100 на РСУ с заменой полевого КИП номинальная мощность секции по сырью принята 6,5 млн.тонн/год.

В результате технологического процесса получают отдельные нефтяные фракции, качество которых соответствует требованиям, предъявляемым к сырью вторичных процессов комбинированной установки ЛК-6Ус и товарным продуктам после компаундирования

За период эксплуатации были выполнены мероприятия, позволившие увеличить с 2010 года номинальную мощность С-100 Уст.ЛК-6Ус до 7, 5млн.т/год по перерабатываемой нефти.

Задачи дипломного проекта по разработке кожухотрубного теплообменника следующие:

по исходным данным сделать технологический расчет оборудования, цель которого состоит в расчете поверхности теплообмена, согласно которому необходимо подобрать из ряда стандартных теплообменников наиболее подходящий;

- после выяснения основных геометрических величин оборудования, выбрать его исполнения по материалам, которое можно применить исходя из того, что в оборудование протекает теплообмен между обессоленной нефтью и дизельным топливом;

- рассчитать гидравлическое сопротивление трубопровода, и сопротивление в трубном пространстве теплообменника. По расчетам подобрать насос, для перекачивания;

- для обеспечения надежности оборудования во время эксплуатации, или во время монтажных работ, гидроиспытаний, необходимо сделать механический расчет элементов, узлов оборудования, и проверить надежность оборудования в целом;

- рассчитать экономическую целесообразность проектируемого оборудования и выбранной технологической схемы;

- рассмотреть вопросы выполнения требований безопасности и гигиены труда к промышленной безопасности, по охране окружающей среды. Выяснить всевозможные опасности при эксплуатации проектируемого оборудования, описать опасные и вредные факторы. Предложить мероприятия по организации безопасности согласно стандартам.

1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

Ачинский нефтеперерабатывающий завод это один из крупнейших нефтеперерабатывающих комплексов на территории Сибири. АНПЗ является основным поставщиком нефтепродуктов в регионы России.

Завод введен в эксплуатацию 1982 г., в 2007 году вошел в состав крупной нефтяной компании «Роснефть».

Проектная мощность завода составляет 6,0 млн. т нефти в год, номинальная мощность составляет 7,5 млн.т. нефти в год.

Ачинский НПЗ перерабатывает Западно-Сибирскую нефть, которая транспортируется трубопроводом в округа и регионы. Ключевые перерабатывающие мощности завода включают установки изомеризации каталитического риформинга, гидроочистки дизельного топлива и дреаكتивного топлива.

Завод выпускает дизельное и моторное топливо. Отгрузка производимых продуктов осуществляется трейлерами, тягачами и железной дорогой.

Ачинском НПЗ в 2014 году стал производить бензинную продукцию, основываясь на Европейский экологический класс качества.

В 2015 году НПЗ в полном объеме начал производить моторные топлива экологического класса К5, с 2017 года обеспечен выпуск судового топлива DMF-IV с улучшенными экологическими характеристиками. В 2020 году организовано производство малосернистого судового топлива марки RMLS-40, соответствующего требованиям IMO 2020.

Завод на протяжении продолжительного времени модернизирует свое оборудование, начиная с теплообменных аппаратов заканчивается контрольно-измерительными приборами. Часть инвестиций была направлена на развитие «Зеленой экономики» на нефтеперерабатывающем заводе.

Основным оборудованием на заводе являются: ректификационные колонны, теплообменники, дефлегматоры, центробежные насосы и т.д.

Разнообразие типов, обликов и систем технологических аппаратов, а еще различные методы применения схожих аппаратов на всевозможных технологических установках в значительной степени затрудняют разработку единственной систематизации.

При рассмотрении оборудования, а также аппаратов логично было бы придерживаться классификации основной и вспомогательной аппаратуры, приведенной ниже: нагревательные аппараты огневого действия. К ним относятся аппараты: печи, котлы.

Данные аппараты часто встречаются на старых технологических установках. Трубчатые нагреватели (печи) различных технологических установок. Они отличаются по конструкции и теплопроизводительности. Топки под давлением. К ним относятся генераторы инертного газа, топки для нагрева воздуха, топки специального назначения (для сжигания вредных сред и др.).

Одними из основных механизмов нефтеперерабатывающего завода являются: атмосферные, ректификационные колонные аппарата, фильтры, адсорберы, холодильники, испарители.

Установки термической переработки производят различные формы термического крекинга, в ходе которого получают светлые нефтепродукты.

Также широко распространено коксование, при котором происходит получение светлых нефтепродуктов, кокса при низких давлениях.

Применим и пиролиз, который основывается на получении бензина, керосина и дизельного топлива при температурах до 900 °.

Связующим звеном всех установок нефтепереработки является крупнейшая сеть трубопроводов, которая проходит и по поверхности, и под землей.

Рассмотрим теплообменное оборудование, применяемое на нефтеперерабатывающих заводах. В основном, применяются теплообменные аппараты поверхностного типа, которые по способу компоновки в них теплообменной поверхности подразделяются на следующие виды:

- 1) типа «труба в трубе»;
- 2) кожухотрубчатые;

- 3) пластинчатые;
- 4) воздушного охлаждения.

На Ачинском нефтеперерабатывающем заводе в большинстве своем представлены кожухотрубчатые теплообменники, но также имеется ряд пластинчатых.

Кожухотрубные теплообменники характеризуются стойкостью к гидроударам, пониженными требованиями к чистоте сред, относительно низким коэффициентом теплопередачи и, как следствие, большими габаритами и площадями, требуемыми для обслуживания, а также высокой ценой из-за большой металлоемкости. Кроме того, ремонт таких теплообменников обычно связан с заглушкой поврежденных трубок, что ведет к уменьшению площади теплообмена. Поэтому обычно теплообменники выбираются с большим запасом по поверхности, что также обуславливает их большие габариты.

Тем не менее, современные кожухотрубные теплообменники по показателям эффективности, коэффициента теплопередачи и габаритам приближаются к пластинчатым и кожухопластинчатым теплообменникам.

Это достигается за счет применения так называемых турбулизаторов потока — перегородок в трубках и межтрубном пространстве, а также рифленых трубок, в которых поток среды сильно турбулизирован, что ведет к повышению коэффициента теплопередачи, и, как следствие, к уменьшению габаритов. В последнее время для уменьшения использования производственной площади применяются вертикальные кожухотрубные теплообменники. Они позволяют организовать регулирование по конденсату, если это необходимо.

Основная проблема кожухотрубных теплообменников на АНПЗ – низкая интенсификация потока теплоносителей, а вследствие, загрязненность поверхности труб и межтрубного пространства.

В большинстве случаев существующие системы теплопередачи оптимизируются за счёт увеличения площади поверхности, что неизбежно увеличивает размеры оборудования. Турбулизаторы являются наиболее важным и эффективным пассивным методом повышения теплопередачи. Эти

устройства могут косвенно способствовать передаче энергии через теплообменные поверхности, направляя поток через горячие или холодные стенки канала и используя основную массу жидкости в центре потока. Турбулизаторы в основном используются для повышения турбулентности и вращения жидкости и, в конечном счете, для увеличения теплопередачи.

Использование как скрученных лент, так и спирали одновременно удваивает теплопередачу по сравнению с прямыми трубками.

Можно сказать, что скрученная лента и спиральная пружина вместе с более слабым шагом и коэффициентом скручивания повышают скорость теплопередачи при аналогичных условиях работы.

Ряд факторов показывает, что удлинение скрученной ленты повышает тепловую эффективность, падение давления и коэффициент трения.. Показано, что перепад давления и теплота скорость транспортировки значительно повышается в трубе со вставкой турбулизатора по сравнению с обычной трубой.

Различные типы теплообменников широко используются в химической промышленности, холодильном оборудовании для кондиционирования воздуха, нефтепереработке и других областях техники. Кожухотрубчатые теплообменники привлекли большое внимание благодаря простой конструкции и широкому спектру применения. Пассивные методы интенсификации, такие как трубные вставки, ребра, генераторы вторичного потока, дефлекторы и специальные профилированные трубы не нуждаются во внешней энергии и являются распространенными методами повышения теплопередачи для теплообменного оборудования.

Существует много исследований о улучшение тепловых характеристиках с помощью витых труб.

Установлено, что параметры Nu и Re , при использовании трубок со встречно скрученными ленточными вставками увеличиваются на 60-240% и 91-286% по сравнению с трубкой без вставок.

Известно, что кольцевое пространство в витых трубках с разделенными продольными ребрами может давать прирост скорости теплопередачи на 31-48% по сравнению с последовательными ребрами.

Деформация внутренней трубы со специальными формами также может увеличить теплопередачу в кольцевом пространстве. Известно, что внутренняя витая труба может увеличить Nu до 100%, в то время как увеличение коэффициента трения составляет менее 40% по сравнению с прямой трубой. Внутренняя чередующаяся овальная труба обладает более высокими тепловыми характеристиками, чем двойная круглая труба. Коаксиальная кольцевая труба с последовательными чередующимися деформациями

Nu кольцевого пространства, образованного внутренними скрученными и внешними прямыми овальными трубками, значительно усиливается.

Коэффициент тепловых характеристик достигает 1,9 по сравнению с прямым кольцом.

Лучшие тепловые характеристики могут быть достигнуты, когда внутренняя и наружная трубы являются вогнутыми гофрированными трубами, представленная на рис 1.1

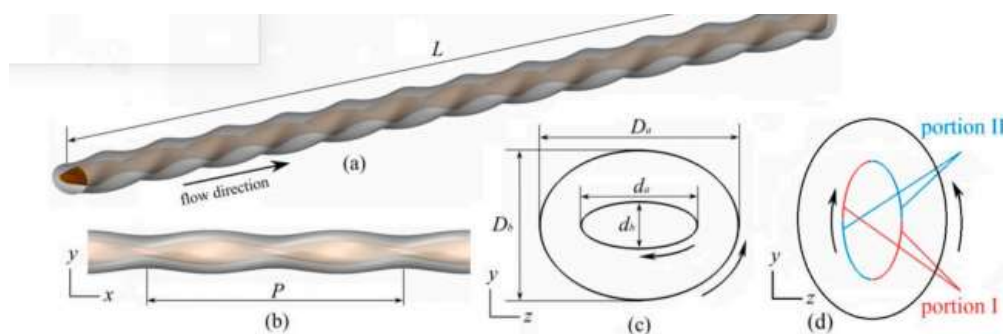


Рисунок 1.1 - Схема вогнутых гофрированных труб

Опыт создания и эксплуатации различных тепломассообменных устройств показал, что разработанные к настоящему времени методы интенсификации теплообмена обеспечивают снижение габаритов и металлоемкости (массы) этих устройств в 5 раз и более по сравнению с аналогичными серийно выпускаемыми устройствами при одинаковой тепловой мощности и мощности на прокачку теплоносителей.

Исследования интенсификации теплообмена осуществляются в различных странах, причем в заметно возрастающем темпе.

Теплообмен интенсифицируют следующими способами: повышают скорость теплоносителя, увеличивают радиационную составляющую; при кипении жидкости добиваются увеличением числа центров парообразования, улучшают условия отвода пара; при конденсации пара стремятся уменьшить термическое сопротивление пленки конденсата, повышают скорость движения пара и т.д. Необходимо отметить, что при выборе на практике того или иного метода интенсификации теплообмена приходится учитывать не только эффективность самой поверхности, но и ее универсальность для различных однофазных и двухфазных теплоносителей, технологичность изготовления поверхности, технологичность сборки теплообменного аппарата, прочностные требования, загрязняемость поверхности, особенности эксплуатации и т. д. Все эти обстоятельства существенно снижают возможности выбора одного из многочисленных исследованных методов интенсификации.

Проблема интенсификации работы кожухотрубчатых теплообменников связана главным образом с выравниванием термических сопротивлений $(\beta F)^{-1}$ на противоположных сторонах теплообменной поверхности. Этого достигают либо увеличением поверхности теплообмена F , например, оребрением ее со стороны теплоносителя с меньшим коэффициентом β , либо увеличением коэффициента теплоотдачи рациональным подбором гидродинамики теплоносителя.

Последнее должно приводить к выравниванию скоростей и температур по сечению потока теплоносителя и, следовательно, к уменьшению термического сопротивления его пограничного слоя. Результаты исследований показывают, что именно сопротивление пограничного слоя является главным фактором, снижающим интенсивность теплопередачи.

Рассмотрим два случая теплопередачи, при которых термическое сопротивление определяется межтрубным и трубным пространствами. В первом случае наибольший эффект теплопередачи достигается при поперечном омывании пучка труб, расположенных в шахматном порядке. При этом если

критерий Рейнольдса $Re = 120 \dots 1000$, в межтрубном пространстве создается устойчивый турбулентный режим движения, а ламинарный пограничный слой теплоносителя сохраняется лишь на небольшом участке поверхности труб. Теплообмен значительно улучшается также при ликвидации застойных зон в межтрубном пространстве. Особенно часто такие зоны образуются вблизи трубных решеток, поскольку штуцера ввода и вывода теплоносителя из межтрубного пространства расположены на некотором расстоянии от них. Наиболее радикальный способ исключения образования таких зон - установка распределительных камер на входе и выходе теплоносителей из межтрубного пространства.

Для интенсификации теплообмена иногда используют турбулизаторы - элементы, турбулизирующие или разрушающие пограничный слой теплоносителя на наружной поверхности труб. Эффект теплоотдачи на наружной поверхности труб существенно повышают кольцевые канавки представленными на рис. 1.2, интенсифицирующие теплообмен в межтрубном пространстве примерно в 2 раза турбулизацией потока в пограничном слое.



Рисунок 1.2 – Трубы с кольцевыми канавками

В теплообменниках с передачей теплоты от жидкости в трубном пространстве к вязкой жидкости или газу в межтрубном пространстве коэффициенты теплоотдачи с наружной стороны труб примерно на порядок меньше, чем с внутренней стороны. Например, в газожидкостных теплообменниках коэффициент теплоотдачи со стороны жидкости $\beta_{\text{ж}}$ может достигать $6 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \text{ К})$, а со стороны газа $\beta_{\text{г}}$ не превышает $0,1 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \text{ К})$. Естественно, что применение гладких труб в таких теплообменниках приводит к резкому увеличению их массы и размеров.

Стремление интенсифицировать теплоотдачу со стороны малоэффективного теплоносителя (газы, вязкие жидкости) привело к разработке различных конструкций оребренных труб. Установлено, что

оребрение увеличивает не только теплообменную поверхность, но и коэффициент теплоотдачи от оребренной поверхности к теплоносителю вследствие турбулизации потока ребрами.

При этом, однако, надо учитывать возрастание затрат на прокачивание теплоносителя. Применяют трубы с продольными ребрами, показанными на рис. 1.3 и разрезными ребрами, показанными на рис 1.4, с поперечными ребрами различного профиля, представленными на рис.1.5.

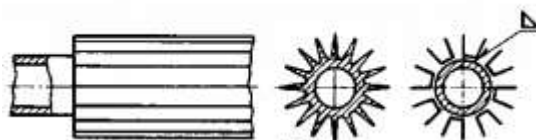


Рисунок 1.3 – Трубы с продольными ребрами

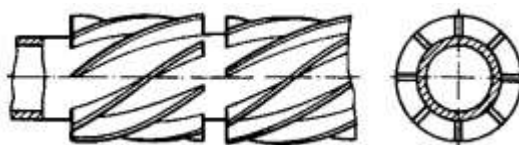


Рисунок 1.4 – Трубы с резными ребрами



Рисунок 1.5 – Трубы с поперечными ребрами различного профиля

Оребрение на трубах можно выполнить в виде спиральных ребер, иголок различной толщины и др.

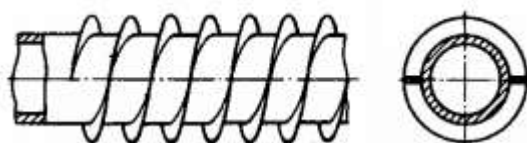


Рисунок 1.6 – Трубы со спиральными ребрами

Оребрение наиболее эффективно, если обеспечивается соотношение $\beta_{\Gamma} F_{\Gamma} = \beta_{\text{ж}} F_{\text{ж}}$, где F_{Γ} и $F_{\text{ж}}$ - поверхности теплообмена со стороны соответственно газа и жидкости. Эффективность ребра, которую можно характеризовать коэффициентом теплоотдачи, зависит от его формы, высоты и материала.

Если требуется невысокий коэффициент теплоотдачи, необходимую эффективность могут обеспечить стальные ребра, при необходимости,

достижения больших коэффициентов целесообразно применение медных или алюминиевых ребер. Эффективность ребра резко снижается, если оно не изготовлено за одно целое с трубой, не приварено или не припаяно к ней. Если термическое сопротивление определяется трубным пространством, используют методы воздействия на поток устройствами, разрушающими и турбулизирующими внутренний пограничный слой. Это различного рода турбулизирующие вставки (спирали, диафрагмы, диски) и насадки (кольца, шарики), помещаемые в трубу. Естественно, что при этом возрастает гидравлическое сопротивление трубы.

Решение, предложенное в данной выпускной квалификационной работе-использование витых трубок, как способ повышения интенсификации процесса теплообмена и очистка внутриканального пространства труб.

Кожухотрубчатые теплообменники с витыми трубками представлен на рис 1.7. Технология витых трубок (Twistedtube) компании KochHeadTransfer позволяет создать оборудование на основе стандартных кожухотрубчатых теплообменников с характеристиками, на порядок лучшими стандартных. Трубки для трубного пучка закручиваются на специальном аппарате, что позволяет создать завихряющийся поток в теплообменнике и прикреплять трубки друг к другу через каждый дюйм.

Это позволяет увеличить число трубок по сравнению с обычным кожухотрубчатым теплообменником на 40% при одинаковом размере кожуха и устранить механические вибрации.

Преимущества теплообменников с витыми трубками перед обычными кожухотрубчатыми – улучшенные термодинамические характеристики; организация противотока теплообменивающихся сред; низкие потери давления; снижение загрязняемости и улучшенная очищаемость, устранение вибрации, отсутствие диафрагм.

Витые трубки могут использоваться как в составе нового оборудования, так и при модернизации старых кожухотрубчатых теплообменных аппаратов.

В это случае сохраняется кожух и подводка труб. При этом специальные конструкции кожуха позволяют организовать в такой системе противоток теплообмениваемых сред при сохранении расположения входов.



Рисунок 1.7 – Вид на трубный пучок с витыми трубками в сборе

Кроме перечисленных методов, в отечественной и зарубежной практике делают попытки интенсифицировать теплопередачу и другими способами, например, использованием вращающихся турбулизаторов.

2. ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ

Технологическая схема блока атмосферной перегонки представлена на рис 2.1.

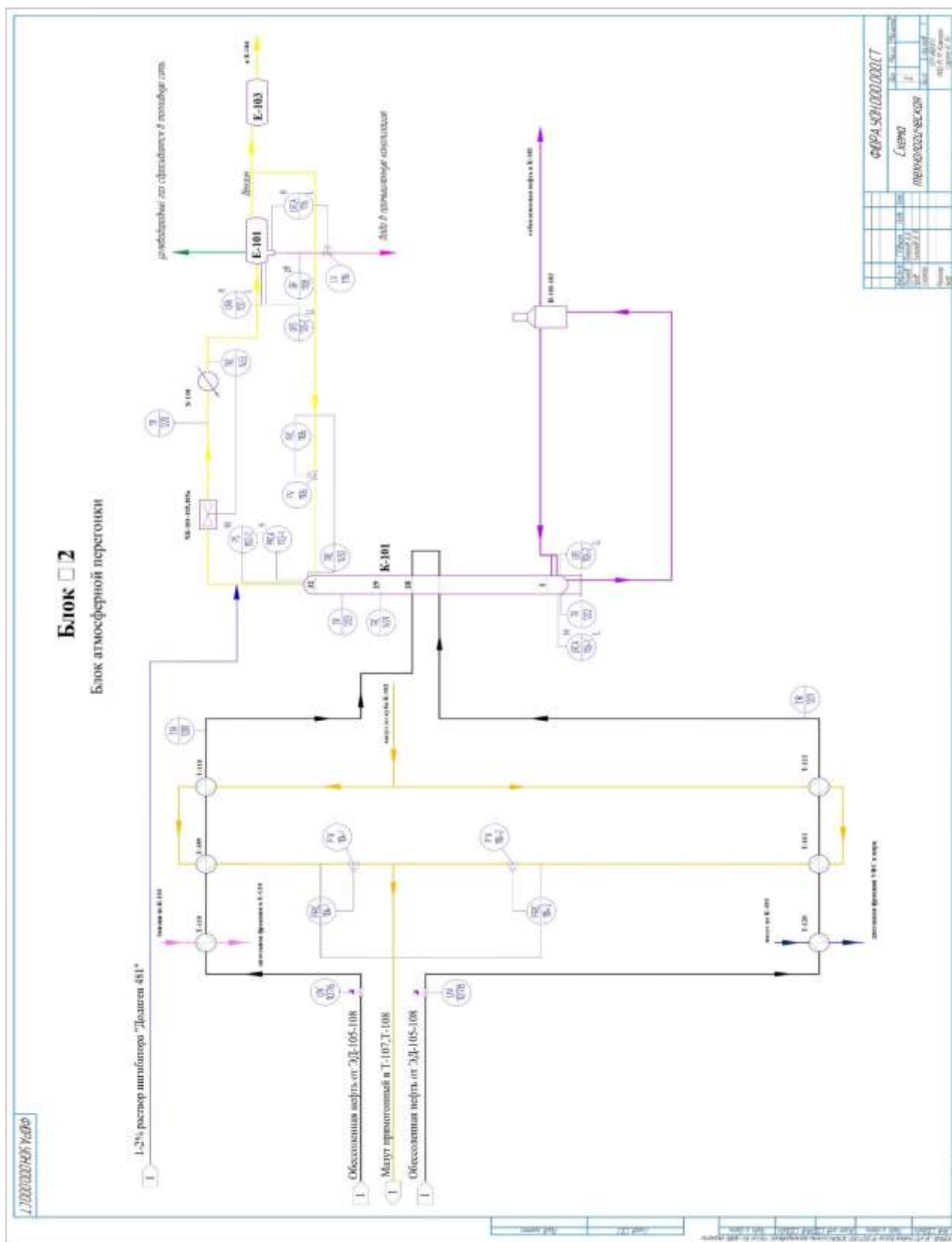


Рисунок 2.1- Технологическая схема

Обессоленная и обезвоженная нефть с блока электрообессоливающей установки (ЭЛОУ) двумя параллельными потоками направляется в теплообменники. Первый поток направляется в трубное пространство теплообменника Т-120 и межтрубное пространство теплообменников Т-111, Т-112, где нагревается за счет тепла фракции 230–360 °С и мазута. Второй поток нефти направляется в трубное пространство теплообменника Т-119 и межтрубное пространство теплообменника Т-109, Т-110, где нагревается за счет тепла фр. 180–320°С и мазута. Нагреваясь до температуры 196–230 °С, оба потока направляются в колонну К-101 на 18-ю тарелку.

В теплообменнике Т-119 бензин нагревается дизельной фракцией, поступающей из колонны К-103. В теплообменнике Т-120 нагревается дизельная фракция УФС мазутом из колонны К-103/3.

Температура обессоленной нефти после теплообменников Т-110, Т-112 контролируется контурами поз. TR-1200, TR-1201, соответственно. В колонне К-101 происходит частичное отбензинивание нефти. С верха отбензинивающей колонны К-101 выводятся пары легких углеводородов и воды. В холодильниках – конденсаторах ХК-101 – ХК-105, ХК-105а паровая фаза конденсируется и охлаждается, затем доохлаждается в водяном холодильнике Х-130 и с температурой не более 60 °С поступает в емкость Е-101. Температура продукта после ХК-101–ХК-105, ХК-105а контролируется контуром поз. TR-1220. Температура продукта после Х-130 регулируется контуром поз. TRC-1453 с воздействием на частотный преобразователь скорости вращения вентилятора холодильника ХК-101–ХК-105, ХК-105а.

Температура верхнего продукта колонны К-101 регулируется контуром поз. TRC-1450 с коррекцией к контуру регулирования расхода орошения К-101 поз. FRC-1106 с регулирующим клапаном поз. FV-1106, установленным на трубопроводе орошения К-101. Температура на 23-й тарелке и низа колонны контролируется контуром поз. TR-1203, TR-1202, соответственно. Температура на 19-й тарелке регулируется контуром поз. TRC-1459 с коррекцией к контурам регулирования температуры отбензиненной нефти на выходе из П-101–П-103.

Давление верха колонны К-101 регулируется контуром поз. PRCAN-1102-1 с сигнализацией максимального значения давления с регулирующим клапаном поз. PV-1102-1, установленным на трубопроводе углеводородного газа из Е-101 (при работе без перелива в Е-103).

Уровень в колонне К-101 регулируется контуром поз. LRCANL-1106-1 с сигнализацией минимального и максимального значения уровня.

Для защиты от коррозии в шлем К-101 предусмотрена подача 1–2 % раствора ингибитора коррозии «Геркулес 30617 марки А» или «Додиген 481».

Основная часть отбензиненной нефти из куба колонны К-101 насосами направляется в печи П-101–103, где нагревается до температуры 230⁰С и после нагрева подается на 5 тарелку К-102.

В емкости Е-101 происходит разделение фаз: вода собирается внизу емкости и автоматически сбрасывается в промливневую канализацию. Уровень раздела фаз в отстойнике Е-101 регулируется контуром поз. LRCANL-1116 с сигнализацией минимального и максимального значения уровня с регулирующим клапаном поз. LV-1116, установленным на линии сброса воды из Е-101. рН воды от Е-101 контролируется контуром поз. QR-1108.

Углеводородный газ из Е-101 сбрасывается в емкость Е-401, и далее в топливную сеть завода. Бензин забирается насосами и подается в виде острого орошения в К-101. Избыточное количество бензина из Е-101 перетекает в емкость Е-103, а далее на дальнейшую переработку в колонну К-102.

С низа колонны К-102 мазут с температурой 340 ⁰С забирается насосами и двумя параллельными потоками направляется в Т-109–Т-112, где отдает тепло обессоленной нефти. Нестабильный бензин из емкости Е-103 поступает на дальнейшую переработку в К-104.

3. РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

3.1 Технологический расчет

Технологический расчет позволяет определить ориентировочную поверхность теплообмена, длину труб и число ходов в трубном пространстве, а также выбрать стандартизованный теплообменник.

Исходные данные для расчёта теплообменника:

G_H – 122.778 кг/с – массовый расход обессоленной нефти;

G_M – 48.069 кг/с – массовый расход мазута;

$t_{H.M.}$ – 340 °С - начальная температура мазута;

$t_{K.M.}$ – 180 °С – конечная температура мазута;

$t_{H.H.}$ – 156 °С – начальная температура обессоленной нефти;

$t_{K.H.}$ – 230 °С – конечная температура обессоленной нефти;

$P_{тр}$ – 1.6 МПа – давление в трубном пространстве;

$P_{МЖТ}$ – 1.88 МПа – давление в межтрубном пространстве.

3.1.1 Тепловой расчет

Для расчета построим температурную схему процесса (рис.3.1).



Рисунок 3.1– Температурная схема процесса

Рассчитаем разности температур:

Наибольшую разность температур рассчитываем следующим образом

[1]:

$$\Delta t_6 = t_{H.M.} - t_{K.H.}$$

где Δt_6 – наибольшая разность температур, °С ;

$t_{H.M.}$ – начальная температура мазута, °С

$t_{K.H.}$ – конечная температура нефти, °С

$$\Delta t_6 = 340 - 230 = 110 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Наименьшую разность температур рассчитываем следующим образом:

$$\Delta t_M = t_{\text{к.м.}} - t_{\text{н.н.}}$$

где Δt_M – наименьшая разность температур, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{к.м.}}$ – конечная температура мазута, $^{\circ}\text{C}$

$t_{\text{н.н.}}$ – начальная температура нефти, $^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t_M = 180 - 156 = 24 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Так как $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} > 2$, то среднюю разность температур найдем по [1]:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}\right)}$$

где $\Delta t_{\text{ср}}$ – средняя разность температур теплоносителей, $^{\circ}\text{C}$;

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{110 - 24}{\ln\left(\frac{110}{24}\right)} = 56.489 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Найдем среднюю температуру холодного теплоносителя:

$$\Delta t_{\text{ср.н}} = \frac{t_{\text{н.н.}} + t_{\text{к.н.}}}{2}$$

где $\Delta t_{\text{ср.н}}$ – средняя температура обессоленной нефти, $^{\circ}\text{C}$;

$$\Delta t_{\text{ср.н}} = \frac{156 + 230}{2} = 193 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Найдем среднюю температуру горячего теплоносителя:

$$\Delta t_{\text{ср.м}} = \frac{t_{\text{н.м.}} + t_{\text{к.м.}}}{2}$$

где $\Delta t_{\text{ср.м}}$ – средняя температура мазута, $^{\circ}\text{C}$;

$$\Delta t_{\text{ср.м}} = \frac{340 + 180}{2} = 260 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

На рис. 3.2 схематично изображен теплообменник с направлением движения теплоносителей, а также их тепловые показатели:

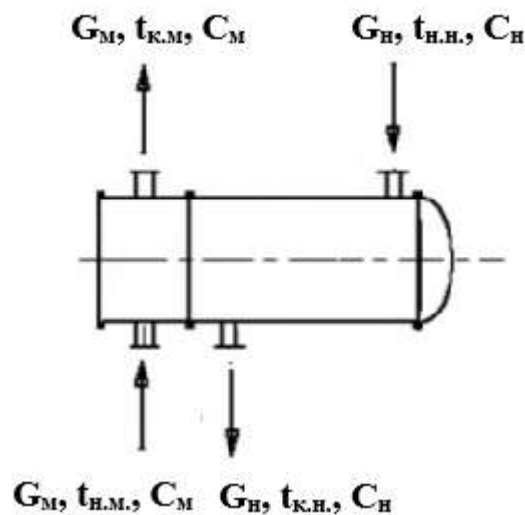


Рисунок 3.2 – Схема направления движения теплоносителей

Определение количества тепла, передаваемого в теплообменнике от мазута к обессоленной нефти.

Теплоёмкости и плотности обессоленной нефти и мазута, соответственно равны [2]:

$$c_H = 2463 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \quad c_M = 3108 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$\rho_H = 725.2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad \rho_M = 831.2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Количество передаваемого от мазута тепла рассчитывается [1]:

$$Q_M = G_M \times C_M (t_{H.M.} - t_{K.M.})$$

где G_M – массовый расход мазута;

c_M – теплоёмкость мазута;

$$Q_M = 48,049 \times 3108 \times (340 - 180) = 2.39 \times 10^7 \text{ Вт}$$

Количество тепла, принимаемого нефтью:

$$Q_H = G_H \times C_H (t_{H.H.} - t_{K.H.})$$

где G_H – массовый расход по нефти;

c_H – теплоёмкость нефти;

$t_{H.H.}$ – начальная температура нефти;

$t_{K.H.}$ – конечная температура нефти.

$$Q_H = 122,778 \times 2463 \times (230 - 156) = 2.238 \times 10^7 \text{ Вт}$$

Объёмный расход обессоленной нефти и мазута:

$$V_H = \frac{G_H}{\rho_H}; \quad V_M = \frac{G_M}{\rho_M}$$

где V_H – объемный расход обессоленной нефти;

V_M – объемный расход мазута.

$$V_H = \frac{122,778}{725.2} = 0.169 \text{ м}^3/\text{с}; \quad V_H = \frac{48,049}{831.2} = 0.058 \text{ м}^3/\text{с}$$

Задаемся ориентировочными максимальным и минимальным значениями коэффициентов теплопередачи [1] от углеводородной жидкости к маслу, соответственно.

$$K_{max} = 270 \text{ Вт/м}^2 \times \text{К}; \quad K_{min} = 120 \text{ Вт/м}^2 \times \text{К}$$

K_{max} – максимальный коэффициент теплопередачи, $\text{Вт/м}^2 \times \text{К}$

K_{min} – минимальный коэффициент теплопередачи, $\text{Вт/м}^2 \times \text{К}$

Определим ориентировочную поверхность теплообмена:

$$F_{min} = \frac{Q_H}{K_{max} \times \Delta t_{cp}}; \quad F_{min} = \frac{2.238 \times 10^7}{270 \times 56.489} = 1.493 \times 10^3, \text{ м}^2.$$

$$F_{max} = \frac{Q_H}{K_{min} \times \Delta t_{cp}}; \quad F_{min} = \frac{2.238 \times 10^7}{120 \times 56.489} = 3.358 \times 10^3, \text{ м}^2.$$

где F_{min} – минимальная поверхность теплообмена, м^2

F_{max} – максимальная поверхность теплообмена, м^2

Так как теплообменников 2, то поверхность 1 теплообменника

$$F_{1\text{тепл}} = \frac{F_{min}}{2}; \quad F_{1\text{тепл}} = \frac{1.493 \times 10^3}{2} = 746.313 \text{ м}^2$$

где $F_{1\text{тепл}}$ – поверхность одного теплообменника.

Принимаем, что мазут движется по трубному пространству с трубами 25х2,5 мм.

Наружный диаметр труб:

$$d_{\text{нар}} = 25 \text{ мм}$$

Толщина стенки трубы:

$$\delta = 2.5 \text{ мм}$$

Внутренний диаметр равен:

$$d_{\text{внут}} = d_{\text{нар}} - 2 \times \delta$$

Принимаем характер движения потока в трубном пространстве турбулентным:

$$Re = 10000$$

где Re – ориентировочный критерий Рейнольдса;

Определим вязкость нефти и мазута при средней температуре [2]:

$$\mu_n = 0.2876 \times 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

где μ_n – вязкость нефти, $\text{Па} \cdot \text{с}$

$$\mu_m = 1.47 \times 10^{-3}$$

где μ_m – вязкость мазута, $\text{Па} \cdot \text{с}$

3.1.2 Уточненный расчет и выбор кожухотрубчатого теплообменника

Согласно полученной поверхности теплообмена подберем стандартный теплообменник из [3] представленный в табл. 3.1.

Таблица 3.1– Параметры выбранного теплообменника

Наименование	Значение
Внутренний диаметр кожуха, мм	$D_{вн} = 1200$
Длина труб, мм	$L_{труб} = 9000$
Внешний диаметр теплообменных труб, мм	$d_n = 25$
Внутренний диаметр теплообменных труб, мм	$d_{вн} = 20$
Эквивалентный диаметр теплообменных труб, мм	$d_э = 20$
Число труб, шт.	$n = 986$
Проходное сечение для трубного пространства, м^2	$S_t = 8.4 \times 10^{-2}$
Проходное сечение для межтрубное пространства, м^2	$S_m = 8.4 \times 10^{-2}$
Число рядов труб по вертикали	$n_p = 32$
Расстояние между перегородками, мм	$h = 550$
Поверхность теплообмена, м^2	$F = 697$

В подобранном теплообменнике вместо гладких прямых труб принимаем витые трубки по рекомендациям Ачинского нефтеперерабатывающего завода.

3.1.3 Расчет максимальной и минимальной площади поперечного сечения, витой трубки

Для наглядности используем рис. 3.3, где показано поперечное сечение витой трубки.

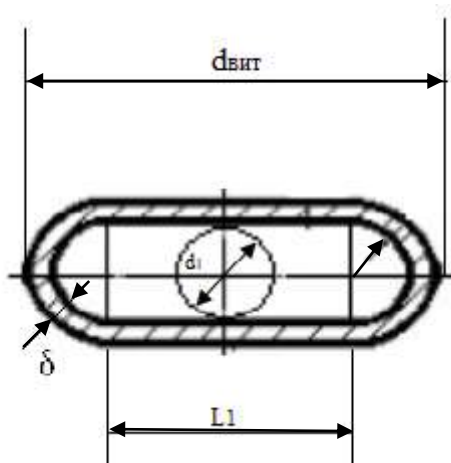


Рисунок 3.3 – Поперечное сечение витой трубки

$L = 25 \times 10^{-3}$ м – расстояние между центрами скруглений прямолинейного участка витой трубки.

$d_1 = 0.01$ м – минимальный диаметр поперечного сечения витой трубки.

Определяем эквивалентный диаметр в максимальном поперечном сечении витой трубки:

1) Определяем площадь максимального поперечного сечения витой трубки:

$$S_{\text{max.попереч.}} := \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} + (L_1 \cdot d_1) = 3.285 \times 10^{-4} \text{ м}^2$$

2) Определяем смоченный периметр в максимальном поперечном сечении витой трубки:

$$\Pi_1 := [\pi d_1 + (2 \cdot L_1)] = 0.081 \text{ м}$$

3) Определяем максимальный эквивалентный диаметр витой трубки [1]:

$$d_{\text{эвл}} := \frac{4S_{\text{max.попереч.}}}{\Pi_1} = 0.016 \text{ м}$$

Определяем эквивалентный диаметр в минимальном поперечном сечении витой трубки:

1) Определяем площадь минимального поперечного сечения, витой трубки [1]:

$$S_{\text{min.попереч}} := \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 7.854 \times 10^{-5} \text{ м}^2$$

2) Определяем смоченный периметр в минимальном поперечном сечении витой трубки [1]:

$$\Pi_2 := (\pi \cdot d_1) \text{ м}$$

3) Определяем минимальный эквивалентный диаметр витой трубки [1]:

$$d_{\text{экв2}} := \frac{4S_{\text{min.попереч}}}{\Pi_2} = 0.01 \text{ м}$$

Рассчитаем критерий Рейнольдса и режим движения каждого потока:

А) Межтрубное пространство:

Средняя скорость обессоленной нефти [1]:

$$\omega_1 := \frac{V_{\text{н}}}{S_{\text{м}}} = 1.026 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Критерий Рейнольдса для межтрубного пространства [1]:

$$Re := \frac{\omega_1 \cdot d_{\text{внеш}} \cdot \rho_{\text{н}}}{\mu_{\text{н}}} = 6.468 \times 10^4$$

Исходя из критерия Рейнольдса, делаем вывод, что в межтрубном пространстве развитое турбулентное движение.

Б) Трубное пространство:

Минимальная скорость мазута в витой трубке [1]:

$$\omega_{\text{min}} := \frac{Re_{\text{станд}} \cdot \mu_{\text{м}}}{d_{\text{экв1}} \cdot \rho_{\text{м}}} = 1.096 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Максимальная скорость мазута в витой трубке:

$$\omega_{\text{max}} := \frac{Re_{\text{станд}} \cdot \mu_{\text{м}}}{d_{\text{экв2}} \cdot \rho_{\text{м}}} = 1.769 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Средняя скорость мазута:

$$\omega_{\text{ср}} := \frac{\omega_{\text{min}} + \omega_{\text{max}}}{2} = 1.432 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

3.1.4 Расчет коэффициентов теплоотдачи

А) Для межтрубного пространства [4]

Максимальный размер профиля трубы представлен на рис. 3.3–3.4 и равен:

$$d_{\text{внт}} := 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$



Рисунок 3.4 – Трубный пучок теплообменника с витыми трубами

Шаг закрутки витой трубы на 360° представлен на рис. 3.5 и равен:

$$s := 150 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

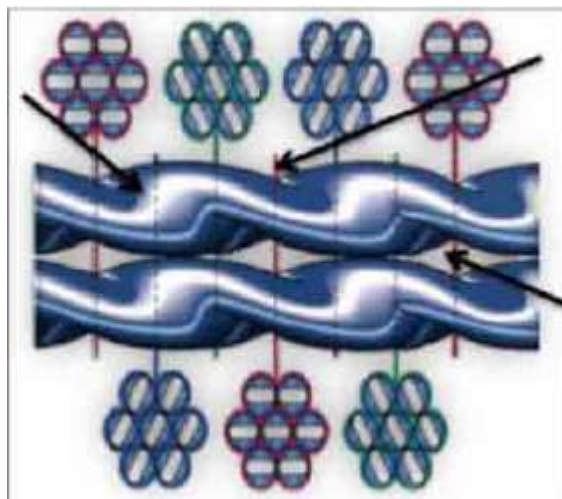


Рисунок 3.5 – Каналы трубного пучка витых труб

Так как нефть протекает вдоль пучка витых труб при их расположении по правильному шестиугольнику при турбулентном режиме движения жидкости, то критерий Нуссельта определяется по [5].

$$Nu_1 := 0.035 \cdot Re^{0.75} \cdot \left(1 + \frac{\pi^2}{0.5 \cdot \frac{s}{d_{\text{внеш}}} \cdot \frac{s}{d_{\text{вит}}}} \right)^{0.4} \cdot \left[1 + \frac{1.3}{\left(\frac{s}{d_{\text{внеш}}} \cdot \frac{s}{d_{\text{вит}}} \right)^{0.6}} \right] = 219.291$$

где s – шаг закрутки витой трубы на 360° , мм.

$d_{\text{внеш}}$ – внешний диаметр теплообменных труб, мм.

Коэффициент теплопроводности нефти при средней температуре 193°C равен [2]:

$$\lambda_1 := 0.0847 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

где λ_1 – коэффициент теплопроводности нефти при средней температуре.

Ориентировочный коэффициент теплоотдачи для нефти равен:

$$\alpha_{1\text{ор}} := \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{внеш}}} = 742.958 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

где $\alpha_{1\text{ор}}$ – ориентировочный коэффициент теплоотдачи для нефти.

Nu_1 – критерий Нуссельта для межтрубного пространства.

Б) Для трубного пространства:

Так как мазут движется турбулентно в витых трубах, то уравнение для расчета критерия Фруда [4]:

$$Fr_M := \frac{s^2}{(d_{\text{вит}} \cdot d_{\text{экв1}})} = 34.848$$

где Fr_M – критерий Фруда;

$d_{\text{вит}}$ – максимальный размер профиля трубы;

$d_{\text{экв1}}$ – эквивалентный диаметр теплообменных труб.

Коэффициент теплопроводности мазута при средней температуре равен [2]:

$$\lambda_2 := 0.0924 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

где λ_2 – коэффициент теплопроводности мазута при средней температуре.

Находим критерий Прандтля для мазута [5] :

$$Pr := \frac{\mu_M \cdot c_M}{\lambda_2} = 49.445$$

где Pr – критерий Прандтля для трубного пространства;

μ_M – вязкость мазута, Па·с

c_M – теплоёмкость мазута, $\frac{Дж}{кг \cdot K}$

Находим эффективную толщину пристенного слоя [5]:

$$\delta := 0.5 \cdot \left(1 + 3.6 \cdot Fr_M^{-0.357} \right) \cdot d_{\text{экв1}} = 0.016 \text{ м}$$

где Fr – критерия Фруда.

Определяем критерий Рейнольдса пристенного слоя [5]:

$$Re_{\text{пристен.слоя}} := \frac{\omega_{\text{ср}} \cdot \delta \cdot \rho_M}{\mu_M} = 1.316 \times 10^4$$

где $Re_{\text{пристен.слоя}}$ – критерий Рейнольдса пристенного слоя.

δ – эффективная толщина пристенного слоя;

ρ_M – плотность мазута.

Уравнение для расчета критерия Нуссельта [5]:

$$Nu_2 := 0.0248 \cdot Re_{\text{пристен.слоя}}^{0.8} \cdot Pr^{0.333} = 179.448$$

где Nu_2 – критерия Нуссельта для трубного пространства.

Найдем ориентировочный коэффициент теплоотдачи для мазута по уравнению [5]:

$$\alpha_{2\text{ор}} := \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{экв2}}} = 1.658 \times 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

где $\alpha_{1\text{ор}}$ – ориентировочный коэффициент теплоотдачи для мазута.

3.1.5 Расчет суммарного термического сопротивления

Рассчитаем сумму термических сопротивлений стенки и загрязнений по формуле [1]:

$$\Sigma r_{\text{ст}} := \frac{1}{r_{\text{загр1}}} + \frac{\delta_{\text{стенки}}}{\lambda_{\text{стали}}} + \frac{1}{r_{\text{загр2}}}$$

где $\Sigma r_{\text{ст}}$ – термическое сопротивление, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$;

$r_{\text{загр1}}$ – тепловое сопротивление загрязнения со стороны нефти, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$r_{\text{загр2}}$ – тепловое сопротивление загрязнения стенки со стороны мазута, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$\delta_{\text{стенки}}$ – толщина стенки трубы, м;

$\lambda_{\text{стали}}$ – коэффициент теплопроводности стали, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Из таблицы XXXI [1] выберем тепловые проводимости загрязнений со стороны нефти и мазута:

$$r_{\text{загр1}} := 2.857 \times 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$r_{\text{загр2}} := 1.429 \times 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Из таблицы XXVIII [1] теплопроводность стали:

$$\lambda_{\text{стали}} := 50.24 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Определяем суммарное термическое сопротивление [6]:

$$\Sigma r_{\text{ст}} := \frac{1}{r_{\text{загр1}}} + \frac{\delta_{\text{стенки}}}{\lambda_{\text{стали}}} + \frac{1}{r_{\text{загр2}}} = 1.1 \times 10^{-3} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

3.1.6 Расчет коэффициент теплопередачи

Рассчитаем коэффициент теплопередачи с учетом загрязнений стенки [1]:

$$K := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1\text{ор}}} + \Sigma r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_{2\text{ор}}}} = 328.015 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

где K – действительный коэффициент теплопередачи, Вт/ ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$).

Рассчитаем необходимую площадь поверхности теплообмена [1]:

$$F_{\text{расчет}} := \frac{Q_{\text{н}}}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = 1.229 \times 10^3 \text{ м}^2$$

Принимаем 2 теплообменника, тогда поверхность одного равна

$$F_{\text{расч1}} := \frac{F_{\text{расчет}}}{2} = 614.314 \text{ м}^2$$

3.2 Конструктивный расчет теплообменного аппарата

Для кожухотрубчатых теплообменников одним из важных элементов является расчет проточной части трубного пространства. Исходя из заданной производительности аппарата и скорости движения жидкости, по уравнению расхода определяют площадь проходного сечения трубок одного хода f_1 [6]:

$$f_1 := \frac{G_{\text{м}}}{\rho_{\text{м}} \cdot \omega_{\text{ср}}} = 0.04 \text{ м}^2$$

Отсюда число трубок одного хода [6]:

$$n_1 := \frac{f_1}{0.785 \cdot d_{\text{экв1}}^2} = 197.443 \text{ труб}$$

n_1 - число трубок одного хода, труб.

Расчетная длина одной трубки при одном ходе:

d_p - расчетный диаметр трубки, определяемый в зависимости от отношения коэффициентов теплоотдачи в трубном и межтрубном пространстве - $\alpha_{1\text{ор}}$ и $\alpha_{2\text{ор}}$ соответственно.

Так как $\alpha_{1\text{ор}} < \alpha_{2\text{ор}}$, то $d_p = 0.025 \text{ м}$

Расчетная длина одной трубки при одном ходе [6]:

$$L := \frac{F_{\text{расч1}}}{\pi \cdot d_p \cdot n_1} = 39.615 \text{ м}$$

где L – расчетная длина одной трубки при одном ходе, м.

Примем рабочую длину витых трубок l равной 9000 мм.

Число ходов трубного пространства [6]:

$$Z := \frac{L}{l} = 4.402$$

Принимаем число ходов трубного пространства:

$$Z := 4$$

Количество труб в теплообменнике [6]:

$$n := Z \cdot n_1 = 789.773 \text{ труб}$$

Диаметр теплообменника определяется по формуле 1.11 [6]:

$$D_{\text{внутренний}} := 1.1 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{n}{\eta}} = 1.037 \times 10^3$$

где $\eta = 0,6$ – коэффициент заполнения трубной решётки;

$t = 30$ – шаг труб.

Принимаем кожухотрубчатый теплообменник [7] с $D_{\text{внутр}} = 1200$ мм, длиной трубного пучка $l = 9000$ мм с поверхностью теплообмена $F = 766 \text{ м}^2$, количество витых трубок $n = 1084$ труб

Находим запас поверхности теплообменника [6]:

$$\Delta F := 100 \cdot \frac{F - F_{\text{расч1}}}{F} = 19.802 \%$$

Отсюда следует, что используемый теплообменник для нагрева обессоленной нефти мазутом является четырехходовым кожухотрубным теплообменником с плавающей головкой и витыми трубками, с поверхностью теплообмена 766 м^2 , количеством труб $n = 1084$ штук.

3.2.1 Расчёт и подбор штуцеров

Для дальнейших расчетов схематично изобразим теплообменник с позициями штуцеров. Номер позиции означает, под каким номером рассчитывается штуцер. Схема расположения патрубков изображена на рис.3.6.

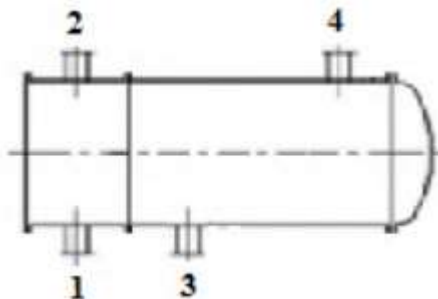


Рисунок 3.6 – Схема расположения патрубков

Расчет штуцеров сводится к определению диаметра штуцера из уравнения объемного расхода. Скорость нефти при движении в напорных трубопроводах задаётся, и она соответственно равна:

$$\omega_{\text{Н}} := 2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Расчёт внутренних диаметров патрубков [6]:

$$d_{3,4} := \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{Н}}}{\omega_{\text{Н}} \cdot \pi}} = 0.294 \text{ м}$$

По рекомендации [8] принимаем патрубки для входа и выхода обессоленной нефти диаметром $d_{3,4} = 300$ мм

Рассчитаем диаметр 1 и 2 штуцеров. Данные штуцера предназначен для подачи мазута в трубное пространство. Скорость мазута при движении в напорных трубопроводах задаётся, и она соответственно равна:

$$\omega_{\text{М}} := 1.5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Расчёт внутренних диаметров патрубков [6]:

$$d_{1,2} := \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{М}}}{\omega_{\text{М}} \cdot \pi}} = 0.222 \text{ м}$$

По рекомендации [8] необходимый условный диаметр штуцера трубного пространства равен 200 мм.

3.1.3 Выбор конструкционных материалов теплообменного аппарата

Исходя из того, что в теплообменнике происходит теплообмен между обессоленной нефтью и мазутом, материал следует выбрать таким, чтобы он был устойчив к данным органическим средам. Исходя из этого, необходимо проанализировать какой материал необходимо использовать для деталей аппарата.

Выбор материалов так же зависит от типа аппарата и его принадлежности, так теплообменник с плавающей головкой может изготавливаться следующих исполнений: М1, М3, М4, М12, М13, Б1, Б2. Все материалы данных исполнений прописаны в [8].

Выбираем подходящие материалы для изготовления теплообменника данного типа. При конструировании химической аппаратуры необходимо учитывать все возможные виды коррозионного разрушения, в зависимости от агрессивной среды и рабочих условий.

Важно оценить общую поверхность коррозии, характеризующуюся скоростью коррозии Π мм/год. Приемлемые сроки эксплуатации теплообменника с атмосферным давлением равны 10 годам.

Таблица 3.2 - Материалы, применяемые для изготовления сборочных единиц основных узлов и деталей аппарата типа ТП [8]

Тип аппарата	Исполнение аппарата по материалу	Материал				
		кожуха и крышки	распределительной камеры и крышки	теплообменных труб	трубной решетки	перегородки
1	2	3	4	5	6	7
ТП	М1	Ст3сп по ГОСТ 380, ГОСТ 14637 Сталь 16ГС по ГОСТ 5520. Трубы - сталь марки 20 по ГОСТ 1050, ГОСТ 8731 гр. В или сталь Ст3сп по ГОСТ 380, ГОСТ 10706 гр. В	Ст3сп, Ст3пс ¹⁾ по ГОСТ 380, ГОСТ 14637. Сталь 16ГС ²⁾ по ГОСТ 5520. Трубы - сталь марки 20 по ГОСТ 1050, ГОСТ 8731 гр. В или сталь Ст3сп по ГОСТ 380, ГОСТ 10706 гр. В	Сталь 10 и 20 по ГОСТ 1050, ГОСТ 550 гр.А, ГОСТ 8733 ³⁾ гр.В и трубы электросварные по технической документации, утвержденной в установленном порядке ⁴⁾	Сталь 16ГС по ГОСТ 8479 гр. IV-КП.245	Ст3сп по ГОСТ 380, ГОСТ 14637
ТП	М3	См. исполнение М1		Латунь марки ЛАМш 77-2-0,05 ГОСТ 15527, ГОСТ 21646	Сталь 16ГС ГОСТ 8479, гр. IV-КП.245 с наплавкой латунью марки ЛО62-1 или Л63 по ГОСТ 15527, ГОСТ 931	См. исполнение М1
ТП	М4	См. исполнение М1	Двухслойная сталь 16ГС + 08Х13 или Ст3сп + 08Х13 по ГОСТ 10885	Сталь 15Х5М или Х8 по ГОСТ 550 гр. А	Сталь 15Х5М ГОСТ 8479 гр. IV-КП.395	См. исполнение М1

Так как теплообменник стоит на открытой площадке круглый год, где в зимнее период температура воздуха может достигать -40 °С, то необходимо использовать морозостойкую сталь марки 09Г2С.

Конструкционная сталь 09Г2С обладает высокой способностью сохранять свои характеристики при работе под давлением в широком температурном интервале, долговечна, устойчива к нагрузкам с переменным

структуры, что отрицательно сказывается на качестве сварного шва, а в стали 09Г2С этого не наблюдается [9].

3.3 Механический расчет теплообменного аппарата

Цель механического расчёта - обеспечение показателей (критериев) надёжности оборудования (как в целом, так и отдельных узлов, и деталей) в течение всего срока эксплуатации.

Расчетная модель кожухотрубчатого теплообменника с плавающей головкой представлена на рис.3.7.

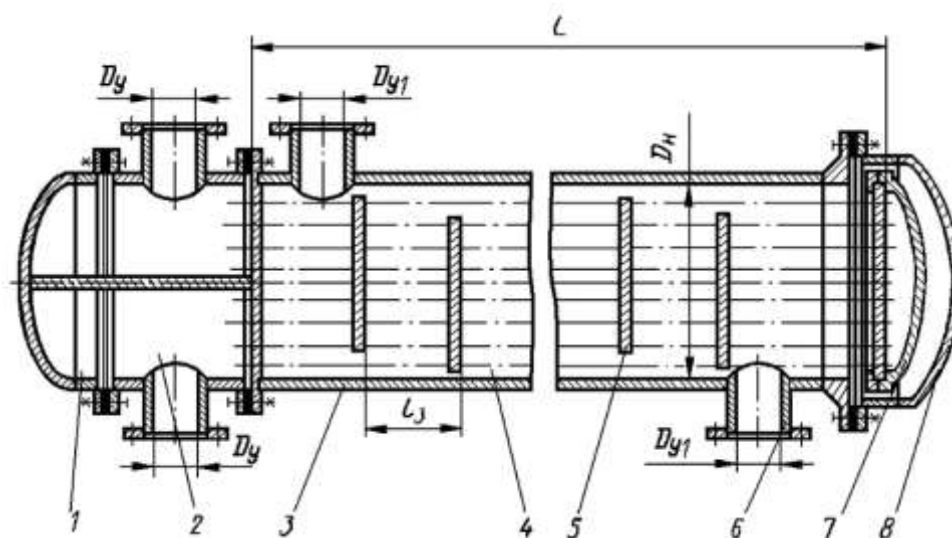


Рисунок 3.7 – Расчетная модель кожухотрубчатого теплообменника с плавающей головкой

Показателями или критериями механической надежности для деталей технологического оборудования являются прочность, жаропрочность и жаростойкость, жесткость, устойчивость, виброустойчивость, износостойкость, герметичность и т.п.

Все эти критерии должны обеспечить сохранение во времени механических свойств деталей в установленных пределах значений всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования.

3.3.1 Расчет толщины стенки кожуха

Целью расчета является определение толщины стенки цилиндрической обечайки, которая будет обеспечивать прочность конструкции.

Критерием надежности для рабочих условий является выполнение следующего условия: $P \leq p_1$,

где P - расчетное значение наружного давления при рабочих условиях, МПа; p_1 - допускаемое значение наружного давления при рабочих условиях, МПа

Критерием надежности для условий испытания является выполнение условия: $P_{\text{и}} \leq p_{1\text{и}}$,

где $P_{\text{и}}$ - расчетное значение наружного давления при гидроиспытаниях, МПа; $p_{1\text{и}}$ - допускаемое значение наружного давления при гидроиспытаниях, МПа.

Расчетная схема цилиндрической обечайки кожуха представлена на рис.

3.8

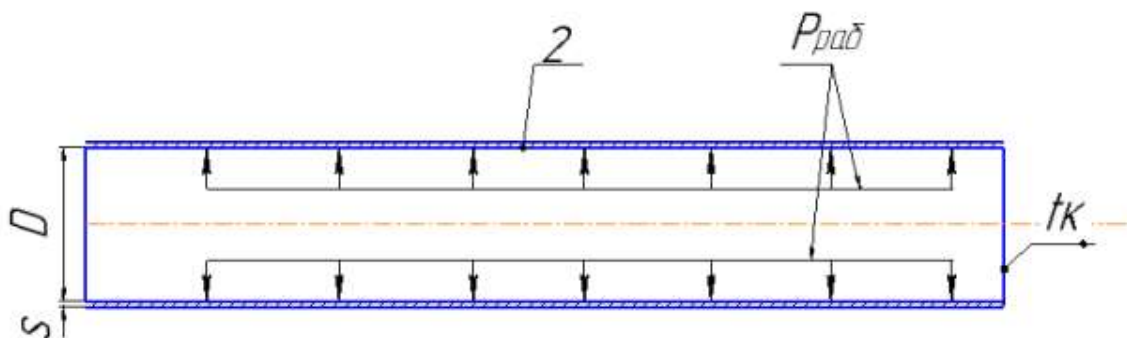


Рисунок 3.8 - Расчетная схема цилиндрической обечайки кожуха

Исходные данные для расчета толщины стенки кожуха представлены в таблице 3.3

Таблица 3.3 - Исходные данные для расчета толщины стенки кожуха

Внутренний диаметр, мм	$D_{\text{внут}} = 1200$
Рабочее давление, МПа	$P_{\text{раб}} = 1.88$
Материал обечайки	листовой прокат из стали 09Г2С
Скорость коррозии, мм/год	$\Pi = 0.1$
Срок эксплуатации, лет	$t_{\text{в}} := 10$
Максимальная температура мазута, °С	$t_{\text{н.м.}} = 340$
Максимальная температура нефти, °С	$t_{\text{к.н.}} = 230$

Для определения пробного давления необходимо знать допускаемые напряжения для материала обечайки. Для кожуха выбираем сталь-09Г2С, допускаемое напряжение определяется по [10] при максимальной рабочей температуре равной 250 °С.

Примем в качестве расчетной температуры мазута наибольшую температуру среды, округленную до значения [10]^

$$t = 250 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$t_w := \max(250, t_c)$$

По [10] допускаемое напряжение: σ_d для стали 09Г2С при температуре 250 °С принимается равным:

$$\sigma := 162 \text{ МПа} - \text{для стали 09Г2С при температуре}$$

Расчетное значение предела текучести при 20 °С для стали 09Г2С определим согласно таблице Б.1 [10]:

$$R_e := 300 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для стали 09Г2С при температуре 20 °С гидравлического испытания принимаем по [10]:

$$\sigma_H := \text{Floor}\left(\frac{R_e}{1.1}, 0.5\right)$$

$$\sigma_H = 272.5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для стали 09Г2С по [10]: при 20 °С:

$$\sigma_{20} := 196 \text{ МПа}$$

Так как аппарат изготавливается из листового проката, поправочный коэффициент принимаем в соответствии с рекомендациями [10], п.8.3

$$\eta := 1$$

$$\sigma_{d20} := \eta \cdot \sigma_{20}$$

$$\sigma_{d20} = 196 \text{ МПа}$$

Коэффициент прочности продольных сварных швов $\varphi_p = 0.65$, так как принято, что швы стыковые, выполняемые вручную с одной стороны с 50%-ным контролем длины.

Так как теплообменник горизонтальный, гидростатическим столбом жидкости можно пренебречь, тогда принимаем

$$P_{\text{расч}} := P = 1.88 \text{ МПа}$$

Давление испытаний:

$$P_{\text{и}} := 1.25 \cdot P_{\text{расч}} \cdot \frac{\sigma_{\text{д20}}}{\sigma}$$

$$P_{\text{и}} := 1.25 \cdot 1.88 \cdot \frac{196}{162} = 2.843 \text{ МПа}$$

$$P_{\text{и}} = 2.843 \text{ МПа}$$

Прибавка для компенсации коррозии обечайки [11]:

$$c_1 := \Pi \cdot \tau_{\text{в}}$$

$$c_1 = 1 \text{ мм}$$

В соответствии с таблицей 2 [12] примем поправку на минусовое отклонение равной:

$$c_2 := 1.2 \text{ мм}$$

Примем прибавку на утонение стенки элемента сосуда при технических операциях равной [12]:

$$c_3 := 0.1 \text{ мм}$$

Расчетную прибавку к толщинам вычисляют согласно [12] по формуле 13:

$$c := c_1 + c_2 + c_3$$

$$c := 1 + 1.2 + 0.1 = 2.3 \text{ мм}$$

Расчетная толщина стенки обечайки по формуле 2 [13]:

$$s_p := \max \left(\left(\frac{P_{расч} \cdot D_{внут}}{2 \cdot \sigma \cdot \phi_p - P_{расч}} \right), \left(\frac{P_{и} \cdot D_{внут}}{1.8 \cdot \sigma_{и} \cdot \phi_p - P_{и}} \right) \right) = 10.809 \text{ мм}$$

Исполнительная толщина стенки обечайки с учетом суммы прибавок составляет по формуле 1 [13]:

$$s := \text{ceil}(s_p + c) = 14 \text{ мм}$$

Принимаем толщину стенки обечайки равной:

$$s := 16 \text{ мм}$$

Проверка условия использования формулы для расчёта значения S_p [13]:

$$Usl := \begin{cases} \text{"Условие применимости формул выполняется"} & \text{if } \frac{s - c}{D_{внут}} \leq 0.1 \\ \text{"Условие применимости формул НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Usl = \text{"Условие применимости формул выполняется"}$$

Проверка условия прочности выполняется по формуле 3 [13]:

Для рабочих условий:

$$p_1 := 2 \cdot \phi_p \cdot \sigma \cdot \frac{(s - c)}{D_{внут} + (s - c)} \quad \text{МПа}$$

$$p_{1.} := 2 \cdot 1 \cdot 162 \cdot \frac{(16 - 2.2)}{1200 + (16 - 2.2)} = 3.684 \quad \text{МПа}$$

Для условий испытания:

$$P_{1и} := 1.8 \cdot \phi_p \cdot \sigma_{и} \cdot \frac{(s - c)}{D_{внут} + (s - c)} = 3.599$$

$$P_{1и} = 3.5 \text{ МПа}$$

Проверка условия прочности:

$$Us2 := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } P \leq p_{1.} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Us2 = \text{"Условие прочности выполняется"}$$

Проверка условия прочности:

$$Us3 := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } P_{\text{н}} \leq P_{1\text{н}} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Us3 = \text{"Условие прочности выполняется"}$$

Из расчетов, представленных выше, можно сделать вывод, что при толщине стенки 16 мм обеспечивается прочность кожуха как в рабочем состоянии, так и при гидравлических испытаниях.

3.3.2 Расчет температурных деформаций

Целью расчета является необходимость понять, подходит ли нам теплообменник с неподвижными трубными решетками, произведем расчет температурных деформаций труб и корпуса.

Расчет производим по [6]. Схема температурных деформаций труб и корпуса представлена на рисунке 3.9

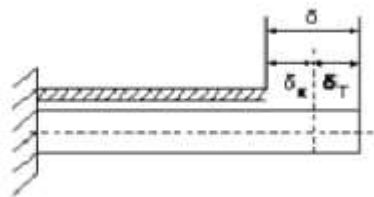


Рисунок 3.9 - Схема температурных деформаций труб и корпуса

Исходные данные для расчета температурных деформаций представлены в таблице 3.4.

Таблицы 3.4 – Исходные данные для расчета температурных деформаций

Наименование	Значение
Температурные коэффициенты линейного расширения труб, 1/°C [10]	$\alpha_T := 18 \cdot 10^{-6}$
Температурные коэффициенты линейного расширения корпуса, 1/°C [10]	$\alpha_K := 13.1 \cdot 10^{-6}$
Число труб	$n := 1084$
Температура труб, °C	$t_T := 350$
Температура кожуха, °C	$t_K := 250$
Наружный диаметр труб, мм	$d_{\text{нар.}} = 25$

Внутренний диаметр труб, мм	$d_{\text{вн}} = 20$
Наружный диаметр корпуса, мм	$D_{\text{н}} := 1232$
Внутренний диаметр корпуса, мм	$D_{\text{внут}} = 1.2 \times 10^3$
Длина труб, м	$l := 9$

Модуль упругости для материала кожуха 09Г2С при рабочей температуре согласно [10]:

$$t := \begin{pmatrix} 200 \\ 250 \end{pmatrix} \quad E_{\text{к}} := \begin{pmatrix} 1.81 \cdot 10^5 \\ 1.76 \cdot 10^5 \end{pmatrix}$$

$$E_{\text{к}} := \text{linterp}(t, E_{\text{к}}, 250) = 1.76 \times 10^5 \text{ МПа}$$

$$E_{\text{к}} = 1.76 \times 10^5 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для материала труб (12Х18Н10Т) при рабочей температуре согласно [10]:

$$t := \begin{pmatrix} 300 \\ 350 \end{pmatrix} \quad E_{\text{т}} := \begin{pmatrix} 1.9 \cdot 10^5 \\ 1.85 \cdot 10^5 \end{pmatrix}$$

$$E_{\text{т}} := \text{linterp}(t, E_{\text{т}}, 350) = 1.85 \times 10^5 \text{ МПа}$$

$$E_{\text{т}} := 1.85 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжения корпуса при рабочей температуре по [10]:

$$t := \begin{pmatrix} 300 \\ 350 \end{pmatrix} \quad \sigma_{\text{дт}} := \begin{pmatrix} 148 \\ 144 \end{pmatrix}$$

$$\sigma_{\text{дт}} := \text{Ceil}(\text{linterp}(t, \sigma_{\text{дт}}, 350), 0.5) = 144 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{дт}} := 144 \text{ МПа}$$

Площади поперечного сечения витых труб и корпуса [10]:

$$F_{\text{труб}} := n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[\left(d_{\text{нар}} \cdot 10^{-3} \right)^2 - \left(d_{\text{вн}} \cdot 10^{-3} \right)^2 \right] = 0.192 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{корп}} := \frac{\pi}{4} \cdot \left[\left(D_{\text{н}} \cdot 10^{-3} \right)^2 - \left(D_{\text{внут}} \cdot 10^{-3} \right)^2 \right] = 0.061 \text{ м}^2$$

Определяем температурное усилие [10]:

$$Q_t := \left[\frac{(\alpha_T \cdot t_T - \alpha_K \cdot t_K) \cdot E_T \cdot E_K \cdot F_{\text{корп}} \cdot F_{\text{труб}}}{E_T \cdot F_{\text{труб}} + E_K \cdot F_{\text{корп}}} \right] = 24.964 \text{ МН}$$

Определим температурные напряжения, которые испытывают корпус и трубы [10]:

$$\sigma_T := \frac{Q_t}{F_{\text{труб}}} = 130.319 \text{ МПа}$$

$$\sigma_K := \frac{Q_t}{F_{\text{корп}}} = 408.42 \text{ МПа}$$

Проверка применимости теплообменного аппарата [10]:

$$Us4 := \begin{cases} \text{"Условие применимость теплообменника выполняется"} & \text{if } \sigma_T \leq \sigma_{\text{дт}} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Us4 = \text{"Условие применимость теплообменника выполняется"}$$

$$\begin{aligned} \sigma_T &\leq \sigma_{\text{дт}} \\ 130.319 &\leq 144 \text{ МПа} \end{aligned}$$

$$Us5 := \begin{cases} \text{"Условие применимость теплообменника выполняется"} & \text{if } \sigma_K \leq \sigma_{\text{дк}} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Us5 = \text{"Условие прочности НЕ выполняется"}$$

$$\begin{aligned} \sigma_K &\geq \sigma_{\text{дк}} \\ 408.42 &\geq 154 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Так как расчетные напряжения превышают допускаемые $\sigma_K \geq \sigma_{\text{дк}}$, нельзя использовать теплообменник типа ТН. Принимаем теплообменник типа ТП.

Параметры теплообменника представлены в табл. 3.5.

Таблица 3.5 – Параметры теплообменного аппарата типа ТП

Наименование	Значение
Наружный диаметр кожуха, мм	1232
Наружный диаметр труб, мм	25
Толщина стенки труб, мм	2.5
Число ходов по трубному пространству	4
Общее число труб, шт.	1084
Длина трубного пучка, мм	9000
Поверхность теплообмена, м ²	766

3.3.3 Расчет толщины стенки стандартной эллиптической крышки, работающей под внутренним давлением для трубного пространства.

Исходя из рекомендаций [14] примем крышку для теплообменного аппарата эллиптическую. Крышка, как и корпус состоит из стали 09Г2С.

Расчетная схема крышка изображена на рисунке 3.10

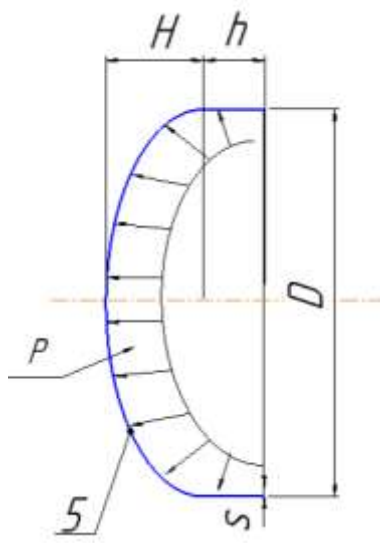


Рисунок 3.10 - Расчетная схема эллиптической крышки

Цель расчета толщины эллиптической крышки такая же, как и у расчета корпуса, определение минимальной толщины, которая выдержит крышка в рабочих условиях и испытаниях.

Расчетное давление в трубном пространстве принимаем равным рабочему давлению:

$$P_{p.тр} := P_{тр} = 1.6 \text{ МПа}$$

где $P_{p.тр}$ – расчетное давление межтрубного пространства, МПа;

$P_{тр}$ – внутренне избыточное давление, МПа

Пробное давление, которое испытывает крышка, рассчитывается исходя из наименьшего отношения допускаемых напряжений, так как крышка выполнена из такого же материала, что и обечайка, то пробное давление [14]:

$$P_{и.тр} := 1.25 \cdot P_{p.тр} \cdot \frac{\sigma_{д20}}{\sigma} \quad P_{и.тр} = 2.42 \text{ МПа}$$

Для отбортованного днища, которое изготовлено из одной заготовки, коэффициент ϕ равен:

$$\phi = 1,$$

где ϕ – коэффициент прочности сварного шва для крышки изготовлены из одной заготовки (штамповкой).

Высоту неотбортованной части крышки, согласно рекомендациями [15], принимаем равной 305 мм.

Глубина крышки по табл. 2 [13]:

$$\begin{aligned} H &:= 0.25 \cdot D_{внут} \\ H &= 300 \text{ мм} \end{aligned}$$

Радиус кривизны стандартной эллиптической крышки по формуле 45 [13]:

$$\begin{aligned} R &:= D_{внут} \\ R &= 1.2 \times 10^3 \text{ мм} \end{aligned}$$

Рассчитаем толщину стенки крышки по формуле 43 [13]:

$$s_{1p} := \max \left(\left(\frac{P_{p.тр} \cdot R}{2 \cdot \sigma \cdot \phi_p - 0.5 P_{p.тр}} \right), \left(\frac{P_{и.тр} \cdot R}{1.8 \cdot \sigma_{и} \cdot \phi_p - 0.5 P_{и.тр}} \right) \right) = 9.152 \text{ мм}$$

где S_{1p} – расчетная толщина эллиптической крышки, мм.

Исполнительная толщина стенки эллиптической крышки с учетом суммы прибавок составляет по формуле 42 [11]:

$$s_1 := \text{ceil}(s_{1p} + c) = 12 \text{ мм}$$

где S_1 – исполнительная толщина эллиптической крышки, мм;

c - общая прибавка, мм

Принимаем:

$$s_1 := 16 \text{ мм}$$

Проверка условия прочности выполняется по формуле 44 [13]:

$$P_d := \frac{2 \cdot (s_1 - c) \cdot \phi_p \cdot \sigma}{R + 0.5(s_1 - c)} = 2.391 \text{ МПа}$$

$$1.6 < 2.391 \text{ МПа}$$

$$P_{p.tr} < P_d$$

Условия прочности для рабочих условий выполняются.

$$P_{ди} := \frac{1.8 \cdot (s_1 - c) \cdot \phi_p \cdot \sigma_{и}}{R + 0.5(s_1 - c)} = 3.619 \text{ МПа}$$

$$1.6 < 3.619 \text{ МПа}$$

$$P_{p.tr} < P_{ди}$$

Условия прочности для условий испытания выполняются.

Проверка условия применимости расчетных формул:

$$0.002 \leq \frac{(s_1 - c)}{D_{внут}} \leq 0.100$$

$$0.002 \leq 0.011 \leq 0.100$$

$$0.2 \leq \frac{H}{D_{внут}} \leq 0.5$$

$$0.2 \leq 0.25 \leq 0.5$$

Из условия отношения толщины стенки к диаметру и высоты крышки к диаметру следует, что расчетные формулы верны. При толщине стенки 16 мм

обеспечивается прочность крышки, как в рабочем состоянии, так и при гидравлических испытаниях.

3.3.4 Расчет эллиптической крышки, работающей под внутренним давлением для межтрубного пространства.

Так как теплообменник с плавающей головкой, то принимаем внутренний диаметр крышки теплообменника:

$$D_{\text{внутрен}} := 1400 \text{ мм}$$

Расчетное давление в межтрубном пространстве принимаем равным рабочему давлению:

$$P_{\text{р.межтр}} := P = 1.88 \text{ МПа}$$

где $P_{\text{р.межтр}}$ – расчетное давление межтрубного пространства, МПа;

P – внутренне избыточное давление, МПа

Пробное давление, которое испытывает крышка, рассчитывается исходя из наименьшего отношения допускаемых напряжений, так как крышка выполнена из такого же материала, что и обечайка, то пробное давление:

$$P_{\text{и.межтруб}} := 1.25 \cdot P_{\text{р.межтр}} \cdot \frac{\sigma_{\text{д20}}}{\sigma}$$

$$P_{\text{и.межтруб}} = 2.843 \text{ МПа}$$

Для отбортованного днища, которое изготовлено из одной заготовки, коэффициент ϕ равен:

$$\phi = 1,$$

где ϕ – коэффициент прочности сварного шва для крышки изготовлены из одной заготовки (штамповкой).

Высоту неотбортованной части крышки, согласно рекомендациями [15], принимаем равной 350 мм.

Глубина крышки по табл. 2 [13]:

$$H := 0.25 \cdot D_{\text{внутрен}}$$

$$H = 350 \text{ мм}$$

Радиус кривизны стандартной эллиптической крышки по формуле 45 [13]:

$$R := D_{\text{внутрен}} \\ R = 1.4 \times 10^3 \text{ мм}$$

Рассчитаем толщину стенки крышки по формуле 43 [13]:

$$s_{2p} := \max \left(\left(\frac{P_{\text{р.межтр}} \cdot R}{2 \cdot \sigma_p \cdot \phi_p - 0.5 P_{\text{р.межтр}}} \right), \left(\frac{P_{\text{и.межтруб}} \cdot R}{1.8 \cdot \sigma_{\text{и}} \cdot \phi_p - 0.5 P_{\text{и.межтруб}}} \right) \right) = 12.554 \text{ мм}$$

где S_{2p} – расчетная толщина эллиптической крышки, мм.

Исполнительная толщина стенки эллиптической крышки с учетом суммы прибавок составляет по формуле 42 [11]:

$$s_2 := \text{ceil}(s_{2p} + c) = 15 \text{ мм}$$

где S_2 – исполнительная толщина эллиптической крышки, мм;

c - общая прибавка, мм

Принимаем:

$$s_2 := 16 \text{ мм}$$

Проверка условия прочности выполняется по формуле 44 [13]:

$$p_{\text{д}} := \frac{2 \cdot (s_2 - c) \cdot \phi_p \cdot \sigma}{R + 0.5(s_2 - c)} = 2.051 \text{ МПа} \\ 1.88 < 2.051 \text{ МПа} \\ P_{\text{р.межтр}} < p_{\text{д}}$$

Условия прочности для рабочих условий выполняются.

$$p_{\text{ди}} := \frac{1.8 \cdot (s_2 - c) \cdot \phi_p \cdot \sigma_{\text{и}}}{R + 0.5(s_2 - c)} = 3.105 \text{ МПа} \\ \dots \dots \dots 1.88 < 3.105 \text{ МПа} \\ P_{\text{р.межтр}} < p_{\text{ди}}$$

Условия прочности для условий испытания выполняются.

Проверка условия применимости расчетных формул:

$$0.002 \leq \frac{(s_2 - c)}{D_{\text{внутрен}}} \leq 0.100$$

$$0.002 \leq 0.011 \leq 0.100$$

$$0.2 \leq \frac{H}{D_{\text{внутрен}}} \leq 0.5$$

$$0.2 \leq 0.25 \leq 0.5$$

Из условия отношения толщины стенки к диаметру и высоты крышки к диаметру следует, что расчетные формулы верны. При толщине стенки 16 мм обеспечивается прочность крышки, как в рабочем состоянии, так и при гидравлических испытаниях.

3.3.5 Расчет толщины распределительной камеры

Распределительная камера – это цилиндрическая обечайка, изготовленная из стали 09Г2С. Расчетная схема обечайки распределительной камеры представлена на рис.3.11.

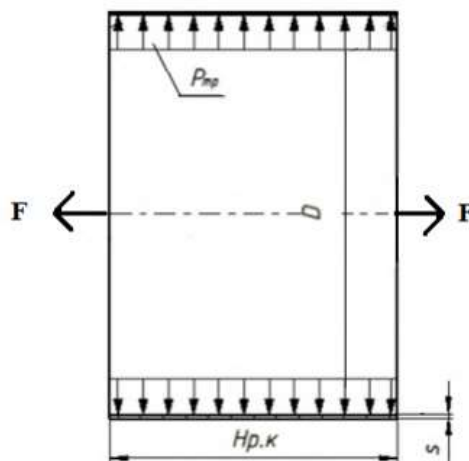


Рисунок 3.11– Расчетная схема обечайки распределительной камеры

Допускаемые напряжения такие же, как и у крышки, расчетное давление будет только создаваться трубным пространством:

$$P_{и.р.к} := 1.25 \cdot P_{р.тр} \cdot \frac{\sigma_{д20}}{\sigma}$$

$$P_{и.р.к} = 2.42 \text{ МПа}$$

Так как распределительная камера представляет собой цилиндрическую обечайку, то расчет ее толщины стенки ведем аналогично по формулам, как и для кожуха.

$$s_{р.к} := \max \left(\left(\frac{P_{р.тр} \cdot D_{внут}}{2 \cdot \sigma \cdot \phi_p - P_{р.тр}} \right), \left(\frac{P_{и.р.к} \cdot D_{внут}}{1.8 \cdot \sigma_{и} \cdot \phi_p - P_{и.р.к}} \right) \right) = 9.187 \text{ мм}$$

где $s_{р.к}$ – расчетная толщина камеры, мм.

Исполнительная толщина распределительной камеры:

$$s_{рас.к} := \text{ceil}(s_{р.к} + c) = 12 \text{ мм}$$

где $s_{рас.к}$ – исполнительная толщина стенки камеры, мм;

c - общая прибавка, мм;

Принимаем толщину распределительной камеры:

$$s_{рас.к.} := 16 \text{ мм}$$

Допускаемое осевое растягивающее усилие вычисляют по формуле 13 [16]:

$$F_{ос.растяг} := \pi(D_{внут} + s - c) \cdot (s - c) \cdot \sigma = 8.462 \times 10^6 \text{ Н}$$

$$F_{ос.растяг.} := \pi(1200 + 16 - 2.3) \cdot (16 - 2.3) \cdot 162 = 8.462 \times 10^6 \text{ Н}$$

Допускаемое давление:

$$p := \frac{2 \cdot (s_{рас.к.} - c) \cdot \sigma \cdot \phi_p}{D_{внут} \cdot (s_{рас.к.} - c)} = 0.176 \text{ МПа}$$

$$p. := \frac{2 \cdot (16 - 2.3) \cdot 162 \cdot 0.65}{1200 \cdot (16 - 2.3)} = 0.176 \text{ МПа}$$

$$P_{\text{исп}} := \frac{2 \cdot (s_{\text{рас.к.}} - c) \cdot \sigma_{\text{н}} \cdot \phi_p}{D_{\text{внут}} \cdot (s_{\text{рас.к.}} - c)} = 0.295 \text{ МПа}$$

$$P_{\text{исп.}} := \frac{2 \cdot (16 - 2.3) \cdot 272.5 \cdot 0.65}{1200 \cdot (16 - 2.3)} = 0.295 \text{ МПа}$$

где $[p]$ – допускаемое внутреннее избыточное давление в рабочих условиях, МПа.

$p_{\text{исп}}$ – допускаемое внутреннее избыточное давление в условиях испытания, МПа.

Проверка условия применимости расчетных формул:

$$\frac{16 - 2.3}{1200} \leq 0.1$$

$$0.011 \leq 0.1$$

При толщине стенки 16 мм обеспечивается прочность камеры, как в рабочем состоянии, так и при гидравлических испытаниях.

3.3.6 Проверка необходимости укрепления отверстий

В теплообменнике с плавающей головкой имеются четыре отверстия под технологические штуцера. Расчет укрепления производится по принципу компенсации изъятого отверстием металла. Цель расчета необходимости укрепления отверстий заключается в определении предельного диаметра неукрепленного отверстия и сравнении его с расчетным диаметром отверстия.

Если расчетный диаметр превышает предельный диаметр, то данное отверстие подлежит укреплению в целях компенсации возникающий напряжений в зоне отверстия. Проверку необходимости укрепления следует производить по самому большому отверстию.

На рис. 3.12 представлена расчетная схема укрепления отверстия.

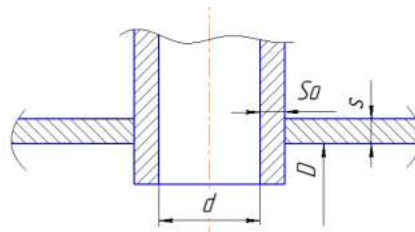


Рисунок 3.12 - Расчетная схема укрепления отверстия

Исходные данные для проверки необходимости укрепления отверстий представлены в таблице 3.6:

Название величины	Обозначение и значение
Внутренний диаметр аппарата, мм	$D_{\text{внут}}=1200$
Марка стали	09Г2С
Внутреннее расчетное давление, МПа	$P = 1.88$
Исполнительная толщина стенки обечайки, мм	$s = 16$
Расчетная толщина стенки обечайки, мм	$s_p = 10.809$
Диаметр отверстия, мм	$d = 250$
Прибавка к расчетной толщине стенки ,мм	$c = 2.3$
Коэффициент прочности сварных швов	$\varphi_p = 0.65$
Допускаемое напряжение в рабочем состоянии, МПа	$\sigma = 162$
Допускаемое напряжение при 20 °С, МПа	$\sigma_{20} = 196$

Расчетный диаметр аппарата вычисляется по формуле 3 [17]:

$$D_p := D_{\text{внут}} = 1.2 \times 10^3 \text{ мм}$$

Расчетный диаметр отверстия вычисляется по формуле 8 [17]:

$$d_p := d + 2 \cdot c = 254.6 \text{ мм}$$

Проверка условий применения формул для расчета укрепления отверстий [17]:

$$\begin{aligned} \text{проверка1} &:= \begin{cases} \text{"Отношение диаметров НЕ выполняется"} & \text{if } \frac{d_p - 2 \cdot c}{D_{\text{внут}}} > 1 \\ \text{"Отношение диаметров выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} \\ \text{проверка1} &= \text{"Отношение диаметров выполняется"} \\ \\ \text{проверка2} &:= \begin{cases} \text{"Отношение толщины к диаметру НЕ выполняется"} & \text{if } \frac{s - c}{D_{\text{внут}}} > 0.1 \\ \text{"Отношение диаметров выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} \\ \text{проверка2} &= \text{"Отношение диаметров выполняется"} \end{aligned}$$

Расчетная толщина стенки штуцера по формуле 16 [17]:

$$s_{p.ш} := \frac{P \cdot (d + 2 \cdot c)}{2 \cdot \phi_p \cdot \sigma - P} = 2.293 \text{ мм}$$

Исполнительная толщина стенки штуцера:

$$s_0 := \text{ceil}(s_{p.ш} + c) = 5 \text{ мм}$$

Расчетная длина зоны укрепления в обечайках и днищах при отсутствии торообразной вставки или вварного кольца.

Ширина зоны укрепления в переходах и днищах вычисляется по формуле 19 [17]:

$$l_p := \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = 128.219 \text{ мм}$$

Отношения допускаемых напряжений по [14] стр. 9:

для внешней части штуцера:

$$\chi_1 := 1$$

для внутренней части штуцера:

$$\chi_2 := 2$$

Укрепление отверстия штуцером:

Расчетные длины штуцеров по формуле 17 [17]:

$$l_{1p} := 1.25 \sqrt{(d + 2 \cdot c) \cdot (s_0 - c)} = 32.773 \text{ мм}$$

$$l_{2p} := 0.5 \sqrt{(d + 2 \cdot c) \cdot (s - c)} = 29.53 \text{ мм}$$

Принимаем:

$$l_1 := 36 \text{ мм} \quad l_2 := 30 \text{ мм}$$

Расчетный диаметр отверстия, не требующего укрепления при отсутствии избыточной толщины стенки сосуда и при наличии штуцера:

Расчётный диаметр отверстия, не требующего укрепления в стенке цилиндрической обечайки при отсутствии избыточной толщины стенки сосуда и при наличии штуцера, вычисляют по формуле 24 [17]:

$$d_{o,p} := 0.4 \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = 51.287 \text{ мм}$$

Наибольший допустимый диаметр одиночного отверстия, не требующего укрепления при наличии избыточной толщины стенки сосуда по формуле 26 [17]:

$$d_0 := \min \left[2 \cdot \left[\frac{(s - c)}{s_p} - 0.8 \right] \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c)}, (D_{\text{внут}} + 2 \cdot c) \right] = 119.883 \text{ мм}$$

Проверка условий расчета укреплений отверстий по формуле 30 [14]:

$$\text{проверка4} := \begin{cases} \text{"Не требуется укрепление отверстий"} & \text{if } d_0 \geq d_p \\ \text{"требуется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{проверка4} = \text{"требуется"}$$

Для укрепления отверстий используем избыточную толщину стенки штуцера.

Принимаем:

$$s_0 := 20 \text{ мм}$$

На рис 3.13 изображено укрепление отверстия избыточной толщиной стенки штуцера.

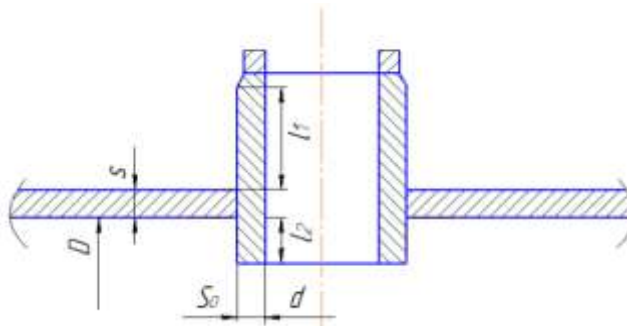


Рисунок 3.13 - Укрепление отверстия избыточной толщиной стенки штуцера

3.3.6.1 Укрепление одиночных отверстий в сосудах и аппаратах, нагруженных внутренним избыточным давлением

Коэффициент снижения прочности стенки сосуда, ослабленной одиночным отверстием по формуле 32 [17]:

$$K1 := 1$$

$$W := 1 + \frac{l_{1p} \cdot (s_0 - c) \cdot \chi_1 + l_{2p} \cdot (s_0 - c - c) \cdot \chi_2}{l_p \cdot (s - c)} = 1.848$$

$$V := \min \left[\frac{(s - c)}{(s - c)}, \frac{W}{1 + 0.5 \cdot \frac{d_{p.p} - d_{o.p}}{l_p} + \frac{\phi_p}{\phi_p} \cdot K1 \cdot \frac{l_{1p}}{l_p} \cdot \frac{d + 2 \cdot c}{D_p}} \right] = 1$$

Проверка условия прочности для одиночного отверстия:

Находим допускаемое избыточное давление для рабочих условий и условий испытания соответственно по формуле 31 [17]:

$$P_{гор} := \frac{2 \cdot K1 \cdot (s - c) \cdot \phi_p \cdot \sigma \cdot V}{D_D + (s - c) \cdot V} = 2.377 \text{ МПа}$$

$$P_{гор.и} := \frac{2 \cdot K1 \cdot (s - c) \cdot \phi_p \cdot \sigma_{20} \cdot V}{D_p + (s - c) \cdot V} = 2.876 \text{ МПа}$$

Условие прочности для одиночного отверстия:

$$P_{и.межтруб} := 1.25 \cdot P_{р.межтр} \cdot \frac{\sigma_{д20}}{\sigma} = 2.843 \text{ МПа}$$

При рабочих условиях:

проверка5 := $\begin{cases} \text{"Условие прочности при рабочих условиях выполняется"} & \text{if } P_{р.межтр} < P_{гор} \\ \text{"не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$

проверка5 = "Условие прочности при рабочих условиях выполняется"

$$P_{р.межтр} < P_{гор}$$

$$1.88 < 2.377 \text{ МПа}$$

При условиях испытаний:

проверкаб := $\begin{cases} \text{"Условие прочности при условиях испытаний выполняется"} & \text{if } P_{и.межтруб} < P_{гор.и} \\ \text{"не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$

проверкаб = "Условие прочности при условиях испытаний выполняется"

$$P_{и.межтруб} < P_{гор.и}$$

$$2.843 < 2.876 \text{ МПа}$$

Условия прочности выполняются.

Условие укрепления одиночных отверстий:

В случае укрепления отверстия утолщением стенки сосуда или штуцера расчет проводят по формуле 35 [17]:

$$l_{1p} \cdot (s_{0.0} - s_{p.ш} - c) \cdot \chi_1 + l_{2p} \cdot (s_{0.0} - c - c) \cdot \chi_2 \geq 0.5(d_{.p} - d_{o.p}) \cdot s_p$$

$$1.414 \times 10^3 \geq 1.099 \times 10^3 \text{ мм}^2$$

Условие укрепления отверстия выполняется.

В результате проектного расчёта необходимости укрепления отверстия цилиндрической оболочки, нагруженной внутренним давлением, отверстие было дополнительно укреплено избыточной толщиной стенки штуцера, которая составила: =26 мм.

После укрепления отверстия проверка на рабочие условия и на условия испытания аппарата показала, что полученные и использованные значения толщин стенок удовлетворяют заданным условиям эксплуатации.

3.3.6.2 Проверка укреплений отверстий патрубков больших диаметров

Произведем проверку укреплений отверстий патрубков с диаметром 300 мм., работающих под давлением трубного пространства.

На рисунке 3.14 представлена расчетная схема укрепления отверстия.

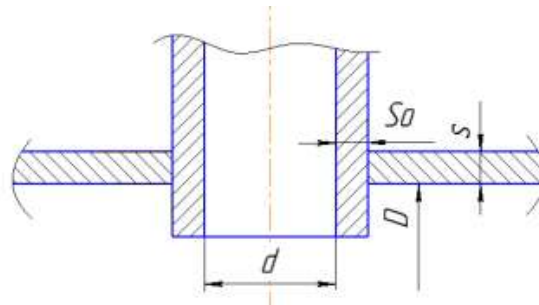


Рисунок 3.14 - Расчетная схема укрепления отверстия

Расчетный диаметр аппарата вычисляется по формуле 3 [17]:

$$D_p := D_{внут} = 1.2 \times 10^3 \text{ мм}$$

Расчетный диаметр отверстия вычисляется по формуле 8 [17]:

$$d_{.p} := d + 2 \cdot c = 304.6 \text{ мм}$$

Исходные данные для расчета представлены в табл. 3.7.

Таблица 3.7-Исходные данные для расчета необходимости укрепления отверстий

Название величины	Обозначение и значение
Внутренний диаметр аппарата, мм	$D_{\text{внут}}=1200$
Марка стали	09Г2С
Внутреннее расчетное давление, МПа	$P = 1.6$
Исполнительная толщина стенки обечайки, мм	$s = 16$
Расчетная толщина стенки обечайки, мм	$s_p = 10.809$
Диаметр отверстия, мм	$d = 300$
Прибавка к расчетной толщине стенки ,мм	$c = 2.3$
Коэффициент прочности сварных швов	$\varphi_p = 0.65$
Допускаемое напряжение в рабочем состоянии, МПа	$\sigma = 162$
Допускаемое напряжение при 20 °С, МПа	$\sigma_{20} = 196$

Проверка условий применения формул для расчета укрепления отверстий:

$$\begin{aligned} \text{проверка1} &:= \begin{cases} \text{"Отношение диаметров НЕ выполняется"} & \text{if } \frac{d \cdot p - 2 \cdot c}{D_{\text{внут}}} > 1 \\ \text{"Отношение диаметров выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} \\ \text{проверка1} &= \text{"Отношение диаметров выполняется"} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{проверка2} &:= \begin{cases} \text{"Отношение толщины к диаметру НЕ выполняется"} & \text{if } \frac{s - c}{D_{\text{внут}}} > 0.1 \\ \text{"Отношение диаметров выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases} \\ \text{проверка2} &= \text{"Отношение диаметров выполняется"} \end{aligned}$$

Расчетная толщина стенки штуцера по формуле 16 [17]:

$$s_{p.шт} := \frac{P \cdot (d + 2 \cdot c)}{2 \cdot \varphi_p \cdot \sigma - P} = 2.332 \text{ мм}$$

Исполнительная толщина стенки штуцера [17]::

$$s_0 := \text{ceil}(s_{p.шт} + c) = 5 \text{ мм}$$

Расчетная длина зоны укрепления в обечайках и днищах при отсутствии торообразной вставки или вварного кольца.

Ширина зоны укрепления в переходах и днищах вычисляется по формуле 19 [17]:

$$l_p := \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = 128.219 \text{ мм}$$

Отношения допускаемых напряжений по [17] стр. 9:

для внешней части штуцера:

$$\chi_1 := 1$$

для внутренней части штуцера:

$$\chi_2 := 2$$

Укрепление отверстия штуцером:

Расчетные длины штуцеров по формуле 17 [17]:

$$l_{1p} := 1.25 \sqrt{(d + 2 \cdot c) \cdot (s_0 - c)} = 35.847 \text{ мм}$$

$$l_{2p} := 0.5 \sqrt{(d + 2 \cdot c) \cdot (s - c)} = 32.299 \text{ мм}$$

Принимаем:

$$l_1 := 38 \text{ мм}$$

$$l_2 := 36 \text{ мм}$$

Расчетный диаметр отверстия, не требующего укрепления при отсутствии избыточной толщины стенки сосуда и при наличии штуцера:

Расчётный диаметр отверстия, не требующего укрепления в стенке цилиндрической обечайки при отсутствии избыточной толщины стенки сосуда и при наличии штуцера, вычисляют по формуле 24 [17]:

$$d_{o.p} := 0.4 \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = 51.287 \text{ мм}$$

Наибольший допустимый диаметр одиночного отверстия, не требующего укрепления при наличии избыточной толщины стенки сосуда по формуле 26 [17]:

$$d_0 := \min \left[2 \cdot \left[\frac{(s - c)}{s_p} - 0.8 \right] \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c)}, (D_{\text{внут}} + 2 \cdot c) \right] = 119.883 \text{ мм}$$

Проверка условий расчета укреплений отверстий по формуле 30 [17]:

$$\text{проверка4} := \begin{cases} \text{"Не требуется укрепление отверстий"} & \text{if } d_0 \geq d_p \\ \text{"требуется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{проверка4} = \text{"требуется"}$$

Для укрепления отверстий используем избыточную толщину стенки штуцера.

Принимаем:

$$s_0 := 20 \text{ мм}$$

На рис 3.15 изображено укрепление отверстия избыточной толщиной стенки штуцера.

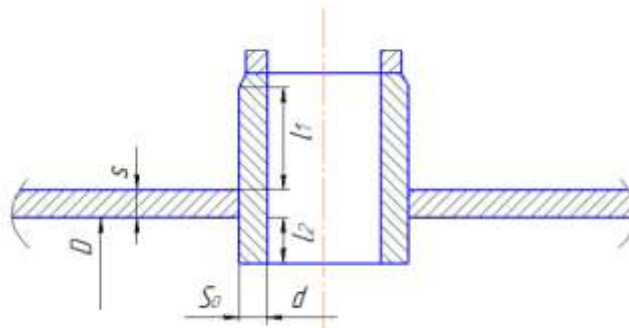


Рисунок 3.15 - Укрепление отверстия избыточной толщиной стенки штуцера

3.3.6.2 Укрепление одиночных отверстий в сосудах и аппаратах, нагруженных внутренним избыточным давлением

Коэффициент снижения прочности стенки сосуда, ослабленной одиночным отверстием по формуле 32 [17]:

$$\begin{aligned} K1 &:= 1 \\ W &:= 1 + \frac{l_{1p} \cdot (s_0 - c) \cdot \chi_1 + l_{2p} \cdot (s_0 - c - c) \cdot \chi_2}{l_p \cdot (s - c)} = 1.928 \\ V &:= \min \left[\frac{(s - c)}{(s - c)}, \frac{W}{1 + 0.5 \cdot \frac{d_p - d_{0,p}}{l_p} + \frac{\phi_p}{\phi_p} \cdot K1 \cdot \frac{l_{1p}}{l_p} \cdot \frac{d + 2 \cdot c}{D_p}} \right] = 0.936 \end{aligned}$$

Проверка условия прочности для одиночного отверстия:

Находим допускаемое избыточное давление для рабочих условий и условий испытания соответственно по формуле 31 [17]:

$$P_{гор} := \frac{2 \cdot K1 \cdot (s - c) \cdot \phi_p \cdot \sigma \cdot V}{D_p + (s - c) \cdot V} = 2.227 \text{ МПа}$$

$$P_{гор.и} := \frac{2 \cdot K1 \cdot (s - c) \cdot \phi_p \cdot \sigma_{20} \cdot V}{D_p + (s - c) \cdot V} = 2.695 \text{ МПа}$$

Условие прочности для одиночного отверстия:

$$P_{и.тр} := 1.25 \cdot P_{р.тр} \cdot \frac{\sigma_{д20}}{\sigma} \quad P_{и.тр} = 2.42 \text{ МПа}$$

При рабочих условиях:

```
проверка5 := | "Условие прочности при рабочих условиях выполняется" if P < P_гор
              | "не выполняется" otherwise
проверка5 = "Условие прочности при рабочих условиях выполняется"
```

$$P < P_{гор} \quad 1.6 < 2.227 \text{ МПа}$$

При условиях испытаний:

```
проверкаб := | "Условие прочности при условиях испытаний выполняется" if P_и.тр < P_гор.и
              | "не выполняется" otherwise
проверкаб = "Условие прочности при условиях испытаний выполняется"
```

$$P_{и.тр} < P_{гор.и} \quad 2.42 < 2.695 \text{ МПа}$$

Условия прочности выполняются.

Условие укрепления одиночных отверстий:

В случае укрепления отверстия утолщением стенки сосуда или штуцера расчет проводят по формуле 35 [17]:

$$l_{1p} \cdot (s_{.0} - s_{р.ш} - c) \cdot \chi_1 + l_{2p} \cdot (s_{.0} - c - c) \cdot \chi_2 \geq 0.5 (d_{.p} - d_{o.p}) \cdot s_p$$

$$1.546 \times 10^3 \geq 1.369 \times 10^3$$

Условие укрепления отверстия выполняется.

В результате проектного расчёта необходимости укрепления отверстия цилиндрической оболочки, нагруженной внутренним давлением, отверстие было дополнительно укреплено избыточной толщиной стенки штуцера, которая составила: =26 мм.

После укрепления отверстия проверка на рабочие условия и на условия испытания аппарата показала, что полученные и использованные значения толщин стенок удовлетворяют заданным условиям эксплуатации.

3.3.7 Подбор и расчет фланцевого соединения

Основные параметры, которые влияют на подбор фланцев, это рабочее давление и температура. Так как теплообменник работает с взрывоопасной средой, то согласно [18] выбираем фланцевое соединение с выступ-впадиной. На рис. 3.16 представлена конструкция фланца выступ-впадина.

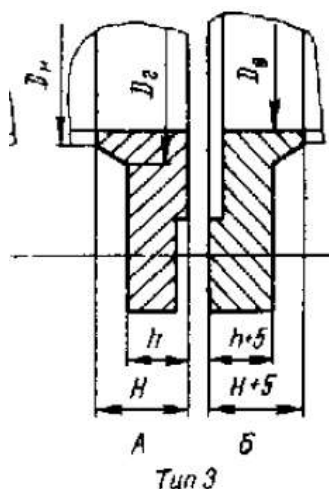


Рисунок 3.16 – Расчетная схема фланцевого соединения

Целью расчета фланцевого соединения является подбор такого типа фланца и прокладки, при которых выполняются условия герметизации фланцевого соединения и прочность в рабочих условиях и в условиях испытания. В качестве критериев надежности выступают прочность и герметичность:

- Допускаемое напряжение в шпильках при затяжке и в рабочих условиях, МПа;
- Допускаемая нагрузка, действующая на прокладку при затяжке, МПа;
- Допускаемая статическая прочность в рабочих условиях и при затяжке, МПа;
- Допускаемый угол поворота фланцев, рад.

Исходные данные для расчета фланцевого соединения будут представлены в табл.3.8.

Таблица 3.8 – Исходные данные для расчета фланцевого соединения на «плавающей головке»

Название величины	Размерность	Введенное на схеме обозначение и его значение
Внутренний диаметр	мм	D=1200
Диаметр болтовой окружности	мм	D.б=1345
Наружный диаметр фланца	мм	D.н=1400
Наружный диаметр прокладки	мм	D.пр=1282
Расчетное давление в камере	МПа	P _{р.межт} =1.88
Расчетное давление в кожухе	МПа	P _{р.труб} =1.6
Толщина тарелки фланца	мм	h.1ф=68
Толщина края трубной решётки	мм	h.2ф=68
Ширина прокладки	мм	b.п=40
Толщина прокладки	мм	h.п=3
Расстояние между поверхностями фланцев	мм	L.шо=135
Диаметр шпильки по резьбе	мм	d.п=27
Количество шпилек	Шт.	n=56

Исходя из выбора конструкционных материалов, фланцы изготовлены из стали 09Г2С. Расчетная температура фланца камеры и крышки в зависимости от температуры стенки камеры и крышки. Температура стенки распределительной камеры равна:

$$t_{p.k} := 250 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

где $t_{p.k}$ - температура стенки камеры, $^{\circ}\text{C}$.

Температура фланца:

$$t_{\phi} := 0.96 \cdot t_{p.k}$$

$$t_{\phi} = 240 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

где t_{ϕ} – температура фланца крышки и распределительной камеры и крышки, $^{\circ}\text{C}$.

Температура трубной решетки:

$$t_p := 350 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

где t_p – температура трубной решетки, $^{\circ}\text{C}$.

В качестве крепежного элемента используются шпильки. Материал для шпилек принимаем сталь 35Х. Расчетную температуру шпилек примем от максимальной температуры соединяемых элементов [18]:

$$t_{\text{ш}} := 0.85 \cdot t_p = 297.5^{\circ}\text{C}$$

где $t_{\text{ш}}$ – температура шпилек, $^{\circ}\text{C}$.

Определим допускаемое напряжение и модуль упругости для шпилек при затяжке и испытании при температуре 20°C :

$$\sigma_{t20} := 230 \text{ МПа}$$

$$n_t := 2.8$$

$$\sigma_{\text{ш}} := \frac{\sigma_{t20}}{n_t} = 82.143 \text{ МПа}$$

где σ_{t20} – предел текучести шпилек, МПа;

n_t – коэффициент запаса прочности шпилек;

$[\sigma]_{\text{ш}}$ – допускаемое напряжение для шпилек при затяжке и испытании, МПа.

Допускаемое напряжение для шпилек при затяжке в рабочих условиях и при расчете на условие испытания [18]:

$\xi = 1.2$ – коэффициент увеличения допускаемых напряжений при затяжке;

$K_p = 1$ – для рабочих условий;

$K_{\text{и}} = 1.35$ – для условий испытания;

$K_z = 1$ – при обычной неконтролируемой затяжке;

$K_T = 1.3$ – при расчете фланцев с учетом нагрузки от температурных деформаций;

$$\sigma_{\text{м.ш}} := \xi \cdot K_p \cdot K_T \cdot K_z \cdot \sigma_{\text{ш}} = 128.143 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{р.ш}} := K_{\text{и}} \cdot K_T \cdot K_z \cdot \sigma_{\text{ш}} = 144.161 \text{ МПа}$$

где $[\sigma]_{\text{м.ш}}$ – допускаемое напряжение шпилек при затяжке, МПа;

$[\sigma]_{\text{р.ш}}$ – допускаемое напряжение шпилек в рабочих условиях и при расчете на условия испытания, МПа;

$$E_{ш} := 2.15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

где $E_{ш}$ – модуль упругости шпилек, МПа.

При температуре испытания модуль упругости:

$$E_{ш20} := 2.15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

где $E_{ш20}$ – модуль упругости шпилек при температуре испытания, МПа.

Коэффициент линейного расширения шпилек [18]:

$$\alpha_{ш} := 12.4 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$$

где $\alpha_{ш}$ – коэффициент линейного расширения шпилек, 1/К.

Допускаемое напряжение для трубной решетки при температуре 20С° и расчетной температуре:

$$[\sigma]_{т.р20} := 183 \text{ МПа} \quad [\sigma]_{т.р} := 134 \text{ МПа}$$

где $[\sigma]_{т.р20}$, $[\sigma]_{т.р}$ – допускаемые напряжение решетки, МПа.

Модуль упругости решетки при рабочей температуре и при температуре 20 С°:

$$E_{т.р20} := 1.99 \cdot 10^5 \text{ МПа} \quad E_{т.р} := 1.71 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

где $E_{т.р}$, $E_{т.р20}$ – модуль упругости решетки при рабочем условии и испытании, МПа.

Модуль упругости и допускаемое напряжение для фланца, изготовленного из стали 09Г2С ($S \geq 32$ мм) при работе и испытании:

$$[\sigma]_{ф20} := 183 \text{ МПа} \quad [\sigma]_{ф} := 154 \text{ МПа}$$

$$E_{ф20} := 1.99 \cdot 10^5 \text{ МПа} \quad E_{ф} := 1.86 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Рассчитываем прокладку.

Согласно [18] характеристики для паронита (ПМБ) представлены в табл. 3.9.

Таблица 3.9. – характеристики прокладки

Прокладочный коэффициент	$m=2.5$
Удельное давление обжатия прокладки, МПа	$q_{обж}=20$
Допускаемое удельное давление, МПа	$[q]=130$
Коэффициент обжатия	$K_{обж}=0.9$
Условный модуль сжатия прокладки, МПа	$E_{п}=0.02 \cdot 10^5$

Рассчитаем эффективную ширину плоской прокладки, исходя из условия.

$$b_0 := \begin{cases} b_0 \leftarrow b_{п} & \text{if } b_{п} \leq 15 \\ b_0 \leftarrow \text{Ceil}(3.8 \sqrt{b_{п}}, 1) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$b_0 = 25$$

где b_0 – эффективная ширина прокладки, мм.

Расчетный диаметр плоских прокладок вычисляют по формуле 7 [18]:

$$D_{сп} := D_{нарпр} - b_0 = 1.257 \times 10^3 \text{ мм}$$

где $D_{нарпр}$ – наружный диаметр прокладки, мм.

Для обеспечения герметичности фланцевого соединения в рабочих условиях необходимое усилие рассчитывается из следующего условия:

$$R_{п} := \begin{cases} \pi \cdot D_{сп} \cdot b_0 \cdot m \cdot P_{р.меж} & \text{if } P_{р.меж} \geq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$R_{п} = 4.64 \times 10^5 \text{ Н}$$

где $R_{п}$ – усилие на прокладке в рабочих условиях, Н.

При сжатии фланцев, прокладка испытывает усилие смятия по формуле 8 [18]:

$$P_{обж} := 0.5 \pi \cdot D_{сп} \cdot b_0 \cdot q_{обж} = 9.872 \times 10^5 \text{ Н}$$

где $P_{обж}$ – усилие смятия, Н.

Рассчитаем площадь поперечного сечения шпильки. Согласно рекомендациям [19], всего отверстий во фланцах и трубной решетки под шпильки 56:

$$f_{\text{ш}} := 572 \text{ мм}^2$$

где $f_{\text{ш}}$ – площадь поперечного сечения шпильки, мм²;

$d_{\text{ш}}$ – диаметр шпильки по резьбе, мм.

Суммарную площадь сечения шпилек по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра вычисляют по формуле 10 [18]:

$$A_{\text{ш}} := n_{\text{ш}} \cdot f_{\text{ш}} = 3.203 \times 10^4 \text{ мм}^2$$

Равнодействующая нагрузка на прокладку от давления вычисляют по формуле 11 [18]:

$$Q := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{сп}})^2 \cdot P_{\text{р.меж}} = 2.333 \times 10^6 \text{ Н}$$

где Q – равнодействующая нагрузка от давления, Н.

Внешняя сила и изгибающий момент неизвестен, принимаем их равными нулю. Приведенную нагрузку, вызванную воздействием внешней силы и изгибающего момента, вычисляют по формуле 12 [18]:

$$F := 0 \quad M := 0$$

$$Q_{\text{SM}} := \max \left(\left| F + \frac{4 \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} \right|, \left| F - \frac{4 \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} \right| \right) = 0 \text{ Н}$$

где Q_{SM} – приведенная нагрузка, Н.

Рассчитаем податливость прокладки [18]:

$$y_{\text{п}} := \frac{h_{\text{п}} \cdot K_{\text{обж}}}{E_{\text{п}} \cdot \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_{\text{п}}} = 8.547 \times 10^{-10} \text{ мм/Н}$$

где $y_{\text{п}}$ – податливость прокладки, мм/Н.

Для шпильки эффективная длина рассчитывается по следующей формуле [18]:

$$L_{\text{ш}} := L_{\text{шо}} + 0.56 \cdot d_{\text{п}} = 150.12 \text{ мм}$$

где $L_{\text{ш}}$ -эффективная длина шпильки, мм;

$L_{\text{шо}}$ - расстояние между опорными поверхностями гайки и головки шпильки, мм;

Рассчитаем податливость шпилек [18]:

$$y_{\text{ш}} := \frac{L_{\text{ш}}}{A_{\text{ш}} \cdot E_{\text{ш20}}} = 2.18 \times 10^{-8} \text{ мм/Н}$$

где $y_{\text{ш}}$ – податливость шпилек, мм/Н.

Расчетные параметры фланца. Длина втулки фланца [18]:

$$l_0 := \sqrt{D_{\text{внут}} \cdot s} = 138.564 \text{ мм}$$

где l_0 - длина втулки фланца, мм.

Для расчета коэффициентов (β_T , β_U , β_Y , β_Z) необходимо рассчитать коэффициент соотношения тарелки фланца [18]:

$$K := \frac{D_{\text{нарф}}}{D_{\text{внут}}} = 1.167$$

где K – отношение наружного диаметра фланца к внутреннему.

Расчетные коэффициенты, которые зависят от соотношения размеров тарелки фланца и от соотношения размеров втулки для плоского фланца [18]:

$$\beta_T := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} = 1.85$$

$$\beta_U := \frac{K \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{1.36(K^2 - 1) \cdot (K - 1)} = 10.195$$

$$\beta_Y := \frac{1}{(K - 1)} \cdot \left[0.69 + 5.72 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{(K^2 - 1)} \right] = 12.8$$

$$\beta_Z := \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} = 6.538$$

$$\beta_F := 0.91 \quad \beta_V := 0.55$$

где $\beta_T, \beta_U, \beta_V, \beta_Z$ - расчетные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца.

β_F, β_V - расчетные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров втулки фланца;

Коэффициент увеличения изгибных напряжений приваренного встык фланца [18]:

$$f = 1.3$$

где f - коэффициент увеличения изгибных напряжений приваренного встык фланца;

Коэффициент (λ_Φ):

$$\lambda_\Phi := \frac{\beta_F \cdot h_{1\Phi} + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{\beta_V \cdot h_{1\Phi}^3}{\beta_U \cdot l_0 \cdot (s)^2} = 1.26$$

Рассчитаем угловую податливость фланцев:

При затяжке [18]:

$$y_\Phi := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{E_{T.p20} \cdot \lambda_\Phi \cdot l_0 \cdot (s)^2} = 5.627 \times 10^{-11} \text{ мм/Н}$$

где y_Φ - угловая податливость фланцев при затяжке, мм/Н.

Угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом [18]:

$$y_{\Phi_{\text{им}}} := \left(\frac{\pi}{4} \right)^3 \cdot \frac{D_6}{E_{\Phi 20} \cdot h_{1\Phi}^3 \cdot D_{\text{нар}\Phi}} = 7.438 \times 10^{-12} \text{ мм/Н}$$

где $y_{\Phi_{\text{им}}}$ - угловая податливость фланцев нагруженных внешним изгибающим моментом, мм/Н.

Коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между шпильками, вычисляют по формуле [18]:

$$C := \max \left[1, \sqrt{\frac{\pi \cdot D_6}{n \cdot \left(2 \cdot d + \frac{6 \cdot h_1 \phi}{m + 0.5} \right)}} \right] \quad C := \max \left[1, \sqrt{\frac{3.14 \cdot 430}{16 \cdot \left(2 \cdot 30 + \frac{6 \cdot 32}{2.5 + 0.5} \right)}} \right] = 1$$

где C – коэффициент изгиба тарелки фланца, между шпильками.

Приведенный диаметр приварного встык фланца с конической втулкой равен [18]:

$$D_{\text{фпр}} := D_{\text{внут}} + s = 1.216 \times 10^3 \text{ мм}$$

где $D_{\text{фпр}}$ – приведенный диаметр приварного встык фланца с конической втулкой, мм.

Коэффициент, ζ зависящий от соотношения размеров конической втулки фланца β и x , определяют по графику [18], или вычисляют по формуле:

$$\beta := 2 \quad x := 2 \quad S_1 := 48$$

$$\zeta := 1 + (\beta - 1) \cdot \frac{x}{x + \frac{1 + \beta}{4}} = 1.727$$

где β – отношение толщины втулки в сечении S_1 к толщине в сечении S ,
 x – относительная длина втулки фланца

Эквивалентную толщину втулки фланца для плоского фланца [18]:

$$S_9 := \zeta \cdot s = 27.636 \text{ мм}$$

где S_9 – эквивалентная толщина фланца, мм.

Плечо действия усилия в шпильках рассчитывается по формуле [18]:

$$b := 0.5(D_6 - D_{\text{сп}}) = 44 \text{ мм}$$

где b – плечо усилий, действующих в шпильках, мм.

От давления, действующего на фланец всех типов, плечо усилия равно:

$$y := 0.5 \cdot (D_{\text{сп}} - D_{\text{внут}} - s) = 20.5 \text{ мм}$$

где y – плечо усилий, действующее от давления, мм.

Для фланца коэффициент жесткости фланцевого соединения, которое нагружено внутренним давлением [18]:

$$\alpha := 1 - \frac{y_{\Pi} - 2 \cdot y_{\Phi} \cdot b}{y_{\Pi} + y_{\text{ш}} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\Phi}} \quad \alpha = 1.418$$

где α – коэффициент жесткости фланцевого соединения.

Жесткость фланцевого соединения для плоского фланца [18]:

$$\gamma_{\Phi} := \frac{1}{y_{\Pi} + y_{\text{ш}} \cdot \frac{E_{\text{ш}20}}{E_{\text{ш}}} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\Phi} \cdot \frac{E_{\text{т.р}20}}{E_{\text{т.р}}}} = 3.62 \times 10^6$$

где γ_{Φ} – жесткость фланцевого соединения.

Под внешним изгибающим моментом коэффициент жесткости фланцевого соединения равен:

$$\alpha_M := \frac{y_{\text{ш}} + 2 \cdot y_{\text{фим}} \cdot b \cdot \left(b + y - \frac{y^2}{D_{\text{сп}}} \right)}{y_{\text{ш}} + y_{\Pi} \cdot \left(\frac{D_{\text{б}}}{D_{\text{сп}}} \right)^2 + 2 \cdot y_{\text{фим}} \cdot b^2} = 1.237$$

где α_M – коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внешним изгибающим моментом.

Коэффициенты линейного расширения фланца и решетки [18]:

$$\alpha_{\Phi} := 13.1 \cdot 10^{-6} \quad 1/\text{K}$$

$$\alpha_{\text{р}} := 13.1 \cdot 10^{-6} \quad 1/\text{K}$$

где $\alpha_{\text{р}}$ и α_{Φ} – коэффициент линейного расширения решетки и фланца, 1/K.

Нагрузка, которая вызвана стесненностью температурных деформаций для соединения фланца с трубной решеткой вычисляют по формуле 13 [18]:

$$Q_t := \gamma_{\Phi} \cdot [\alpha_{\Phi} \cdot h_{1\Phi} \cdot (t_{\Phi} - 20) + \alpha_{\text{р}} \cdot h_{2\Phi} \cdot (t_{\text{р}} - 20) - \alpha_{\text{ш}} \cdot (h_{1\Phi} + h_{2\Phi}) \cdot (t_{\text{ш}} - 20)]$$

$$Q_t = 7.952 \times 10^4 \quad \text{Н}$$

где Q_t - нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций.

Расчетная нагрузка на шпильки при затяжке вычисляют по формуле 17 [18]:

$$P_{\bar{6}1} := \max \left[\begin{array}{l} \alpha \cdot (Q + F.) + R_{\Pi} + \frac{4 \cdot \alpha_M \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} \\ \alpha \cdot (Q + F.) + R_{\Pi} + \frac{4 \cdot \alpha_M \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} - Q_t. \end{array} \right]$$

$$P_{\bar{6}1} = 3.773 \times 10^6 \text{ Н}$$

где $P_{\bar{6}1}$ – расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, Н.

Для обеспечения обжатия прокладки и минимального нажатия шпилек, расчетная нагрузка на шпильки определяется по формуле:

$$P_{\bar{6}2} := \max(P_{\text{обж}}, 0.4 \cdot A_{\text{ш}} \cdot \sigma_{\text{т.р20}})$$

$$P_{\bar{6}2} = 2.345 \times 10^6 \text{ Н}$$

где $P_{\bar{6}2}$ – расчетная нагрузка на шпильки для обжатия прокладки и минимального нажатия шпилек, Н.

При затяжке фланцевого соединения необходимо выбрать максимальное усилия из двух рассчитанных:

$$P_{\bar{6}M} := \max(P_{\bar{6}1}, P_{\bar{6}2})$$

$$P_{\bar{6}M} = 3.773 \times 10^6 \text{ Н}$$

где $P_{\bar{6}M}$ – расчетная нагрузка при затяжке фланцев, Н.

В рабочих условиях расчетная нагрузка на шпильки вычисляется по формуле 18 [18]:

$$P_{\bar{6}p} := P_{\bar{6}M} + (1 - \alpha) \cdot (Q + F.) + Q_t. + \frac{4 \cdot (1 - \alpha_M) \cdot |M|}{D_{\text{сп}}}$$

$$P_{\bar{6}p} = 2.877 \times 10^6 \text{ Н}$$

где $P_{\bar{6}p}$ – расчетная нагрузка на шпильки в рабочих условиях, Н.

Проверим прочность шпилек и прокладки. Расчетные напряжения в шпильках при рабочих условиях и при затяжке вычисляют по формулам 19 и 20 [18]:

$$\sigma_{61} := \frac{P_{6M}}{A_{ш}} = 117.799 \text{ МПа} \quad \sigma_{62} := \frac{P_{6p}}{A_{ш}} = 89.802 \text{ МПа}$$

где σ_{61} – напряжение в шпильках при затяжке, МПа;

σ_{62} – напряжение в шпильках при рабочих условиях, МПа

Условие прочности определяют [18]:

$$\sigma_{61} \leq [\sigma]_{м,ш} = 117.779 \leq 128.143 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{61} \leq [\sigma]_{р,ш} = 117.779 \leq 144.161 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{62} \leq [\sigma]_{м,ш} = 89.802 \leq 128.143 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{62} \leq [\sigma]_{р,ш} = 89.802 \leq 144.161 \text{ МПа}.$$

Условия прочности при затяжке и в рабочих условиях выполняются.

Условие прочности прокладки (проверяется для мягких прокладок) определяют по формуле по формуле 23 [18]:

$$q_{п} := \frac{\max(P_{6M}, P_{6p})}{\pi \cdot D_{сп} \cdot b_{п}}$$

$$q_{п} = 23.89 \text{ МПа}$$

где $q_{п}$ – нагрузка, действующая на прокладку, МПа.

Допускаемое удельное давление $[q_{п}]$ определяют согласно рекомендации [18].

Проверим условие прочности прокладки:

$$q_{п} \leq [q_{п}] = 23.888 \leq 130 \text{ МПа}$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке, вычисляют по формулам 24 [18]:

$$M_{M} := C \cdot P_{6M} \cdot b \quad M_{M} = 1.66 \times 10^8 \text{ Н*мм}$$

где M_{M} – расчетный изгибающий момент, Н*м.

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях, вычисляют по формуле 26 [18]:

$$M_p := C \cdot \max[P_{\phi p} \cdot b + (Q + Q_{SM}) \cdot y, |Q + Q_{SM}| \cdot y]$$

$$M_p = 1.744 \times 10^8 \text{ Н*мм}$$

где M_p – расчетный изгибающий момент при рабочих условиях, Н*м.

Меридиональное изгибное напряжение во втулке приварного встык фланца вычисляют по формулам [18]:

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1 :

$$\sigma_{1M} := \frac{M_M}{\lambda_{\phi} \cdot (S_1 - c)^2 \cdot D_{\phi пр}} = 51.884 \text{ МПа}$$

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0 :

$$\sigma_{0M} := \sigma_{1M} \cdot f = 67.449 \text{ МПа}$$

Напряжения в тарелке приварного встык фланца в условиях затяжки вычисляют по формулам 31 и 32 [18]:

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{RM} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h_{1\phi} + l_0}{\lambda_{\phi} \cdot h_{1\phi}^2 \cdot l_0 \cdot D_{внут}} \cdot M \sigma_{RM} = 37.851 \text{ МПа}$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{TM} := \frac{\beta_Y \cdot M_M}{h_{1\phi}^2 \cdot D_{внут}} - \beta_Z \cdot \sigma_R \sigma_{TM} = 135.512 \text{ МПа}$$

где σ_{RM} – радиальное напряжение, МПа;

σ_{TM} – окружное напряжение, МПа;

Изгибные меридиональные напряжения приварного встык фланца во втулке, в рабочих условиях вычисляют по формулам 34 и 35 [18]:

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1 :

$$\sigma_{1p} := \frac{M_p}{\lambda_{\phi} \cdot (S_1 - c)^2 \cdot D_{\phi p p}} = 54.499 \text{ МПа}$$

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0 :

$$\sigma_{0p} := \sigma_{1p} \cdot f = 70.849 \text{ МПа}$$

Меридиональные мембранные напряжения во втулке приварного встык фланца в рабочих условиях вычисляют по формулам 37 и 38 [18]:

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1 :

$$\sigma_{1mp} := \max \left[\frac{Q + F \cdot \frac{4|M|}{D_{\text{сп}}}}{\pi \cdot (D_{\text{внут}} + S_1) \cdot (S_1 - c)}, \frac{Q + F \cdot \frac{4|M|}{D_{\text{сп}}}}{\pi \cdot (D_{\text{внут}} + S_1) \cdot (S_1 - c)} \right] = 13.021 \text{ МПа}$$

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0 ,

$$\sigma_{0mp} := \max \left[\frac{Q + F \cdot \frac{4|M|}{D_{\text{сп}}}}{\pi \cdot (D_{\text{внут}} + s) \cdot (s - c)}, \frac{Q + F \cdot \frac{4|M|}{D_{\text{сп}}}}{\pi \cdot (D_{\text{внут}} + s) \cdot (s - c)} \right] = 44.577 \text{ МПа}$$

Окружное мембранное напряжение во втулке от давления:

$$\sigma_{0mp0} := \frac{D_{\text{внут}} \cdot P_{\text{р.меж}}}{2 \cdot (s - c)} = 82.336 \text{ МПа}$$

где σ_{1p} и σ_{0p} – меридиональные изгибные напряжения во втулке, МПа;

σ_{1mp} и σ_{0mp} – меридиональные мембранные напряжения во втулке, МПа

σ_{0mp0} – меридиональное окружное мембранное напряжение во втулке, МПа.

Напряжения в тарелке приварного встык фланца в рабочих условиях вычисляют по формулам 40 и 41 [18]:

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{Rp} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h_{1\phi} + l_0}{\lambda_{\phi} \cdot h_{1\phi}^2 \cdot l_0 \cdot D_{\text{внут}}} \cdot M_p = 39.759 \text{ МПа}$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{Tp} := \frac{\beta_Y \cdot M_p}{h_{1ф}^2 \cdot D_{внут}} - \beta_Z \cdot \sigma_{Rp} = 142.342 \text{ МПа}$$

где σ_{Rp} – радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, МПа;

σ_{Tp} – окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, МПа

Проверим условие статической прочности фланцев. Зададимся условиями прочности.

Допускаемое значение суммарных общих и местных условных упругих мембранных и изгибных напряжений:

$$\sigma_R := \sigma_{T.p20} \cdot 3 = 549 \text{ МПа}$$

Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений:

$$\sigma_M := \sigma_{T.p20} \cdot 1.5 = 274.5 \text{ МПа}$$

Для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1 условия статической прочности вычисляют по формулам 43 и 44 [18]:

- при затяжке:

$$\max(|\sigma_{1M} + \sigma_{RM}|, |\sigma_{1M} + \sigma_{TM}|) \leq K_T \cdot \sigma_M.$$

$$187.396 \leq 356.85 \text{ МПа}$$

- в рабочих условиях:

$$\max \left(\left(\begin{array}{c} |\sigma_{1p} - \sigma_{1mp} + \sigma_{Rp}| \\ |\sigma_{1p} - \sigma_{1mp} + \sigma_{Tp}| \\ |\sigma_{1p} + \sigma_{1mp}| \end{array} \right) \right) \leq K_T \cdot \sigma_M.$$

$$183.82 \leq 356.8 \text{ МПа}$$

где $K_T = 1.3$ при расчете с учетом стесненности температурных деформаций;

σ_M – допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений;

Для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0 условия статической прочности определяют по формулам 45 и 46 [18]:

- при затяжке:

$$\sigma_{0M} \leq 1.3 \cdot \sigma_R.$$

$$67.449 \leq 713.7 \text{ МПа}$$

- в рабочих условиях:

$$\max \left[\begin{array}{c} |\sigma_{0p} + \sigma_{0mp}| \\ |0.3\sigma_{0p} + \sigma_{0mp0}| \\ |0.7\sigma_{0p} + (\sigma_{0mp} - \sigma_{0mp0})| \end{array} \right] \leq 1.3 \cdot \sigma_R.$$

$$\max \left[\begin{array}{c} |\sigma_{0p} - \sigma_{0mp}| \\ |0.3\sigma_{0p} - \sigma_{0mp0}| \\ |0.7\sigma_{0p} + (\sigma_{0mp} - \sigma_{0mp0})| \end{array} \right] \leq 1.3 \cdot \sigma_R.$$

$$115.426 \leq 71 \text{ МПа}$$

$$61.081 \leq 713 \text{ МПа}$$

Для фланцев всех типов в сечении S_0 должно выполняться условие, рассчитанное по формуле 53 [18]:

$$\max(|\sigma_{0mp0}|, |\sigma_{0mp}|) \leq \sigma_{T.p20}$$

$$88.336 \leq 183 \text{ МПа}$$

Для тарелок приварных встык фланцев должны выполняться условия, рассчитанные по формулам 54 и 55 [18]:

- при затяжке:

$$\max(\sigma_{RM}, \sigma_{TM}) \leq K_T \cdot \sigma_{T.p20}$$

$$135.512 \leq 237.9 \text{ МПа}$$

- в рабочих условиях:

$$\max(\sigma_{Rp}, \sigma_{Tp}) \leq K_T \cdot \sigma_{T.p20}$$

$$142.342 \leq 237.7 \text{ МПа}$$

Поворота угол встык приварного фланца в рабочих условиях вычисляют по формуле 58 [18]:

$$\Theta := M_p \cdot y_{\phi} \cdot \frac{E_{\phi 20}}{E_{\phi}} = 0.01 \text{ рад}$$

где Θ – рассчитанный угол поворота фланца.

Допустимый угол зависит от внутреннего диаметра аппарат и для фланца, в соответствии с рекомендациями [18], он равен:

$$[\Theta] = 0.02 \text{ рад}$$

где $[\Theta]$ – допускаемый угол поворота.

Условие герметичности

$$\theta \leq K_{\theta p} * [\theta] = 0.01 \leq 0.02 \text{ МПа,}$$

$$\theta \leq K_{\theta и} * [\theta] = 0.01 \leq 0.026 \text{ МПа.}$$

где $K_{\theta p}$ – коэффициент в рабочих условиях;

$K_{\theta и}$ – коэффициент в условиях испытания.

При проверке статической прочности и угла поворота фланцев, можно сделать вывод, что подобранные фланцы обеспечивают статическую прочность и герметичность в рабочих условиях, в условиях испытания и затяжке.

3.3.8 Расчет фланцевого соединения «плавающей головки»

Произведем расчет прокладки. Согласно [18] основные данные для паронита (ПМБ) представлены в табл. 3.11.

Расчётная схема фланцевого соединения на «плавающей головке» представлена на рис. 3.17.

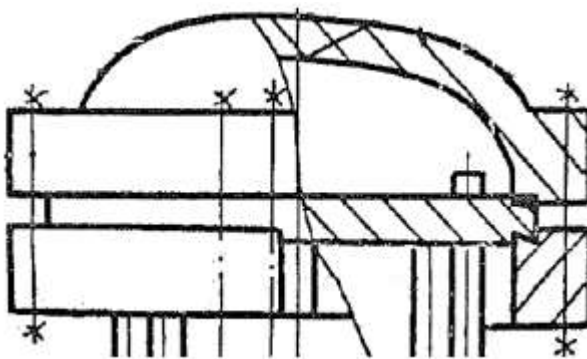


Рисунок 3.17- Фланцевое соединение на «плавающей головке»

Исходные данные для расчета фланцевого соединения на «плавающей головке» даны в табл. 3.10.

Таблица 3.10 – Исходные данные для расчета фланцевого соединения на «плавающей головке»

Название величины	Размерность	Введенное на схеме обозначение и его значение
Внутренний диаметр	мм	D=1200
Диаметр болтовой окружности	мм	D.б=1235
Наружный диаметр фланца	мм	D.н=1310
Наружный диаметр прокладки	мм	D.пр=1190
Расчетное давление в камере	МПа	P _{р.межт} =1.88
Расчетное давление в кожухе	МПа	P _{р.труб} =1.6
Толщина тарелки фланца	мм	h.1ф=67
Толщина края трубной решётки	мм	h.2ф=62
Ширина прокладки	мм	b.п=40
Толщина прокладки	мм	h.п=3
Расстояние между поверхностями фланцев	мм	L.шо=135
Диаметр шпильки по резьбе	мм	d.п=24
Количество шпилек	Шт.	n=56

Таблица 3.11 – Характеристики прокладки

Прокладочный коэффициент	m=2.5
Удельное давление обжатия прокладки, МПа	q _{обж} =20
Допускаемое удельное давление, МПа	[q]=130
Коэффициент обжатия	K _{обж} =0.9
Условный модуль сжатия прокладки, МПа	E _п =0.02 * 10 ⁵

Произведем расчет эффективной ширины плоской прокладки исходя из условия:

$$b_0 := \begin{cases} b_0 \leftarrow b_{\pi} & \text{if } b_{\pi} \leq 15 \\ b_0 \leftarrow \text{Ceil}(3.8 \sqrt{b_{\pi}}, 1) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$b_0 = 25 \text{ мм}$$

где b_0 – эффективная ширина прокладки, мм.

Расчетный диаметр плоских прокладок исчисляем по формуле 7 [18]:

$$D_{\text{сп}} := D_{\text{нарпр}} - b_0 = 1.165 \times 10^3 \text{ мм}$$

Для создания герметичности фланцевого соединения в рабочих условиях необходимое усилие, но в случае расчета на действие наружного давления принимают:

$$R_{\text{п.}} := 0 \text{ Н}$$

где $R_{\text{п}}$ – усилие на прокладке в рабочих условиях, Н.

При сжатии фланцев, прокладка испытывает усилие смятия по формуле 8 [14]:

$$P_{\text{обж}} := 0.5 \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_0 \cdot q_{\text{обж}} = 9.15 \times 10^5 \text{ Н}$$

где $P_{\text{обж}}$ – усилие смятия, Н.

Рассчитаем площадь поперечного сечения шпильки. Согласно рекомендациям [19], всего отверстий во фланцах и трубной решетки под шпильки 56:

$$f_{\text{ш}} := 572 \text{ мм}^2$$

где $f_{\text{ш}}$ – площадь поперечного сечения шпильки, мм²;

$d_{\text{ш}}$ – диаметр шпильки по резьбе, мм.

Суммарную площадь сечения шпилек по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра вычисляют по формуле 10 [18]:

$$A_{\text{ш}} := n_{\text{ш}} \cdot f_{\text{ш}} = 3.203 \times 10^4 \text{ мм}^2$$

Равнодействующая нагрузка на прокладку от давления вычисляют по формуле 11 [18]:

$$Q := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{сп}})^2 \cdot P_{\text{р.меж}} = 2.004 \times 10^6 \text{ Н}$$

где Q – равнодействующая нагрузка от давления, Н.

Внешняя сила и изгибающий момент неизвестен, принимаем их равными нулю. Приведенную нагрузку, вызванную воздействием внешней силы и изгибающего момента, вычисляют по формуле 12 [18]:

$$F := 0 \quad M := 0$$

$$Q_{SM} := \max \left(\left| F + \frac{4 \cdot |M|}{D_{сп}} \right|, \left| F - \frac{4 \cdot |M|}{D_{сп}} \right| \right) = 0 \text{ Н}$$

где Q_{SM} – приведенная нагрузка, Н.

Рассчитаем податливость прокладки:

$$y_{п} := \frac{h_{п} \cdot K_{обж}}{E_{п} \cdot \pi \cdot D_{сп} \cdot b_{п}} = 9.221 \times 10^{-10} \text{ мм/Н}$$

где $y_{п}$ – податливость прокладки, мм/Н.

Для шпильки эффективная длина рассчитывается по следующей формуле:

$$L_{ш} := L_{шо} + 0.56 \cdot d_{п} = 148.44 \text{ мм}$$

где $L_{ш}$ – эффективная длина шпильки, мм;

$L_{шо}$ – расстояние между опорными поверхностями гайки и головки шпильки, мм;

Рассчитаем податливость шпилек [18]:

$$y_{ш} := \frac{L_{ш}}{A_{ш} \cdot E_{ш20}} = 2.155 \times 10^{-8} \text{ мм/Н}$$

где $y_{ш}$ – податливость шпилек, мм/Н.

Расчетные параметры фланца. Длина втулки фланца:

$$l_o := \sqrt{D_{внут} \cdot s} = 138.564 \text{ мм}$$

где l_o – длина втулки фланца, мм.

Для расчета коэффициентов (β_T , β_U , β_Y , β_Z) необходимо рассчитать коэффициент соотношения тарелки фланца:

$$K := \frac{D_{нарф}}{D_{внут}} = 1.092$$

где K – отношение наружного диаметра фланца к внутреннему.

Расчетные коэффициенты, которые зависят от соотношения размеров тарелки фланца и от соотношения размеров втулки для плоского фланца [18]:

$$\beta_T := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} = 1.878$$

$$\beta_U := \frac{K \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{1.36(K^2 - 1) \cdot (K - 1)} = 18.708$$

$$\beta_V := \frac{1}{(K - 1)} \cdot \left[0.69 + 5.72 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{(K^2 - 1)} \right] = 22.3$$

$$\beta_Z := \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} = 11.431$$

где $\beta_T, \beta_U, \beta_V, \beta_Z$ - расчетные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца.

β_F, β_V – расчетные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров втулки фланца;

Коэффициент увеличения изгибных напряжений приваренного встык фланца [18]:

$$f = 1.3$$

где f – коэффициент увеличения изгибных напряжений приваренного встык фланца;

Коэффициент (λ_Φ) [18]:

$$\lambda_\Phi := \frac{\beta_F \cdot h_{1\Phi} + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{\beta_V \cdot h_{1\Phi}^3}{\beta_U \cdot l_0 \cdot (s)^2} = 1.016$$

Рассчитаем угловую податливость фланцев:

При затяжке [18]:

$$y_\Phi := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{E_{T.p20} \cdot \lambda_\Phi \cdot l_0 \cdot (s)^2} = 6.979 \times 10^{-11} \text{ мм/Н}$$

где y_{ϕ} - угловая податливость фланцев при затяжке, мм/Н.

Угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом [18]:

$$y_{\phi_{\text{фим}}} := \left(\frac{\pi}{4} \right)^3 \cdot \frac{D_{\phi}}{E_{\phi 20} \cdot h_{1\phi}^3 \cdot D_{\text{нарф}}} = 7.631 \times 10^{-12} \text{ мм/Н}$$

где $y_{\phi_{\text{фим}}}$ - угловая податливость фланцев нагруженных внешним изгибающим моментом, мм/Н.

Коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между шпильками, вычисляют по формуле [18]:

$$C := \max \left[1, \sqrt{\frac{\pi \cdot D_{\phi}}{n \cdot \left(2 \cdot d + \frac{6 \cdot h_{1\phi}}{m + 0.5} \right)}} \right] \quad C := \max \left[1, \sqrt{\frac{3.14 \cdot 430}{16 \cdot \left(2 \cdot 30 + \frac{6 \cdot 32}{2.5 + 0.5} \right)}} \right] = 1$$

где C – коэффициент изгиба тарелки фланца, между шпильками.

Приведенный диаметр приварного встык фланца с конической втулкой равен:

$$D_{\text{фпр}} := D_{\text{внут}} + s = 1.216 \times 10^3 \text{ мм}$$

где $D_{\text{фпр}}$ – приведенный диаметр приварного встык фланца с конической втулкой, мм.

Коэффициент, ζ зависящий от соотношения размеров конической втулки фланца β и x , определяют по графику [18], или вычисляют по формуле:

$$\beta := 2 \quad x := 2 \quad S_1 := 48$$

$$\zeta := 1 + (\beta - 1) \cdot \frac{x}{x + \frac{1 + \beta}{4}} = 1.727$$

где β – отношение толщины втулки в сечении S_1 к толщине в сечении S ,
 x - относительная длина втулки фланца

Эквивалентную толщину втулки фланца для плоского фланца:

$$S_{\phi} := \zeta \cdot s = 27.636 \text{ мм}$$

где S_3 – эквивалентная толщина фланца, мм.

Плечо действия усилия в шпильках рассчитывается по формуле [18]:

$$b := 0.5(D_6 - D_{сп}) = 35 \text{ мм}$$

где b – плечо усилий, действующих в шпильках, мм.

От давления, действующего на фланец всех типов, плечо усилия равно [18]:

$$y := 0.5 \cdot (D_{сп} - D_{внут} - s) = 20.5 \text{ мм}$$

где y – плечо усилий, действующее от давления, мм.

Для фланца коэффициент жесткости фланцевого соединения, которое нагружено внутренним давлением [18]:

$$\alpha := 1 - \frac{y_{п} - 2 \cdot y \cdot y_{ф} \cdot b}{y_{п} + y_{ш} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{ф}} \quad \alpha = 0.351$$

где α – коэффициент жесткости фланцевого соединения.

Жесткость фланцевого соединения для плоского фланца [18]:

$$\gamma_{ф} := \frac{1}{y_{п} + y_{ш} \cdot \frac{E_{ш20}}{E_{ш}} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{ф} \cdot \frac{E_{т.р20}}{E_{т.р}}} = 4.516 \times 10^6$$

где $\gamma_{ф}$ – жесткость фланцевого соединения.

Под внешним изгибающим моментом коэффициент жесткости фланцевого соединения равен:

$$\alpha_M := \frac{y_{ш} + 2 \cdot y_{фим} \cdot b \cdot \left(b + y - \frac{y^2}{D_{сп}} \right)}{y_{ш} + y_{п} \cdot \left(\frac{D_6}{D_{сп}} \right)^2 + 2 \cdot y_{фим} \cdot b^2} = 0.638$$

где α_M – коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внешним изгибающим моментом.

Коэффициенты линейного расширения фланца и решетки [18]:

$$\alpha_{\phi} := 13.1 \cdot 10^{-6} \quad 1/K$$

$$\alpha_p := 13.1 \cdot 10^{-6} \quad 1/K$$

где α_p и α_{ϕ} – коэффициент линейного расширения решетки и фланца, 1/K.

Нагрузка, которая вызвана стесненностью температурных деформаций для соединения фланца с трубной решеткой вычисляют по формуле 13 [18]:

$$Q_t := \gamma_{\phi} \cdot [\alpha_{\phi} \cdot h_{1\phi} \cdot (t_{\phi} - 20) + \alpha_p \cdot h_{2\phi} \cdot (t_p - 20) - \alpha_{ш} \cdot (h_{1\phi} + h_{2\phi}) \cdot (t_{ш} - 20)]$$

$$Q_t = 7.952 \times 10^4 \quad Н$$

где Q_t - нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций.

Расчетная нагрузка на шпильки при затяжке вычисляют по формуле 17 [18]:

$$P_{61} := \max \left[\begin{array}{l} \alpha \cdot (Q + F) + R_{\Pi} + \frac{4 \cdot \alpha_M \cdot |M|}{D_{сп}} \\ \alpha \cdot (Q + F) + R_{\Pi} + \frac{4 \cdot \alpha_M \cdot |M|}{D_{сп}} - Q_t \end{array} \right]$$

$$P_{61} = 1.168 \times 10^6 \quad Н$$

где P_{61} – расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, Н.

Для обеспечения обжатия прокладки и минимального нажатия шпилек, расчетная нагрузка на шпильки определяется по формуле [18]:

$$P_{62} := \max(P_{обж}, 0.4 \cdot A_{ш} \cdot \sigma_{т.р20})$$

$$P_{62} = 2.345 \times 10^6 \quad Н$$

где P_{62} – расчетная нагрузка на шпильки для обжатия прокладки и минимального нажатия шпилек, Н.

При затяжке фланцевого соединения необходимо выбрать максимальное усилия из двух рассчитанных [18]:

$$P_{\bar{6}M} := \max(P_{\bar{6}1}, P_{\bar{6}2}) \quad P_{\bar{6}M} = 2.345 \times 10^6 \text{ Н}$$

где $P_{\bar{6}M}$ – расчетная нагрузка при затяжке фланцев, Н.

В рабочих условиях расчетная нагрузка на шпильки вычисляется по формуле 18 [18]:

$$P_{\bar{6}p} := P_{\bar{6}M} + (1 - \alpha) \cdot (Q + F) + Q_t + \frac{4 \cdot (1 - \alpha_M) \cdot |M|}{D_{сп}}$$

$$P_{\bar{6}p} = 3.723 \times 10^6 \text{ Н}$$

где $P_{\bar{6}p}$ – расчетная нагрузка на шпильки в рабочих условиях, Н.

Проверим прочность шпилек и прокладки. Расчетные напряжения в шпильках при рабочих условиях и при затяжке вычисляют по формулам 19 и 20 [18]:

$$\sigma_{\bar{6}1} := \frac{P_{\bar{6}M}}{A_{ш}} = 73.2 \text{ МПа} \quad \sigma_{\bar{6}2} := \frac{P_{\bar{6}p}}{A_{ш}} = 116.213 \text{ МПа}$$

где $\sigma_{\bar{6}1}$ – напряжение в шпильках при затяжке, МПа;

$\sigma_{\bar{6}2}$ – напряжение в шпильках при рабочих условиях, МПа

Условие прочности определяют [18]:

$$\sigma_{\bar{6}1} \leq [\sigma]_{M,ш} = 73.2 \leq 128.143 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\bar{6}1} \leq [\sigma]_{p,ш} = 73.2 \leq 144.161 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{\bar{6}2} \leq [\sigma]_{M,ш} = 116.213 \leq 128.143 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\bar{6}2} \leq [\sigma]_{p,ш} = 116.213 \leq 144.161 \text{ МПа}.$$

Условия прочности при затяжке и в рабочих условиях выполняются.

Условие прочности прокладки (проверяется для мягких прокладок) определяют по формуле по формуле 23 [18]:

$$q_{ш} := \frac{\max(P_{\bar{6}M}, P_{\bar{6}p})}{\pi \cdot D_{сп} \cdot b_{п}} \quad q_{п} = 25.43 \text{ МПа}$$

где $q_{п}$ – нагрузка, действующая на прокладку, МПа.

Допускаемое удельное давление $[q_{п}]$ определяют согласно рекомендации [18].

Проверим условие прочности прокладки [18]:

$$q_{\text{п}} \leq [q_{\text{п}}] = 25.43 \leq 130 \text{ МПа}$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке, вычисляют по формулам 24 [14]:

$$M_{\text{М}} := C \cdot P_{\text{бМ}} \cdot b \quad M_{\text{М}} = 8.207 \times 10^7 \text{ Н*мм}$$

где $M_{\text{М}}$ – расчетный изгибающий момент, Н·м.

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях, вычисляют по формуле 26 [18]:

$$M_{\text{Р}} := C \cdot \max[P_{\text{бР}} \cdot b + (Q + Q_{\text{SM}}) \cdot y, |Q + Q_{\text{SM}}| \cdot y]$$

$$M_{\text{Р}} = 7.919 \times 10^7 \text{ Н*мм}$$

где $M_{\text{Р}}$ – расчетный изгибающий момент при рабочих условиях, Н·м.

Меридиональное изгибное напряжение во втулке приварного встык фланца вычисляют по формулам [18]:

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1 :

$$\sigma_{1\text{М}} := \frac{M_{\text{М}}}{\lambda_{\text{Ф}} \cdot (S_1 - c)^2 \cdot D_{\text{Фпр}}} \quad \sigma_{1\text{М}} = 31.807 \text{ МПа}$$

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0 :

$$\sigma_{0\text{М}} := \sigma_{1\text{М}} \cdot f = 41.349 \text{ МПа}$$

Напряжения в тарелке приварного встык фланца в условиях затяжки вычисляют по формулам 31 и 32 [18]:

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{\text{РМ}} := \frac{1.33 \cdot \beta_{\text{F}} \cdot h_{1\text{Ф}} + l_0}{\lambda_{\text{Ф}} \cdot h_{1\text{Ф}}^2 \cdot l_0 \cdot D_{\text{внут}}} \cdot M \quad \sigma_{\text{РМ}} = 23.771 \text{ МПа}$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{\text{ТМ}} := \frac{\beta_{\text{Y}} \cdot M_{\text{М}}}{h_{1\text{Ф}}^2 \cdot D_{\text{внут}}} - \beta_{\text{Z}} \cdot \sigma_{\text{Р}} \quad \sigma_{\text{ТМ}} = 68.015 \text{ МПа}$$

где σ_{RM} – радиальное напряжение, МПа;

σ_{TM} – окружное напряжение, МПа;

Изгибные меридиональные напряжения приварного встык фланца во втулке, в рабочих условиях вычисляют по формулам 34 и 35 [18]:

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1 :

$$\sigma_{1p} := \frac{M_p}{\lambda_{\phi} \cdot (S_1 - c)^2 \cdot D_{\phi pr}} = 30.691 \text{ МПа}$$

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0 :

$$\sigma_{0p} := \sigma_{1p} \cdot f = 39.898 \text{ МПа}$$

Меридиональные мембранные напряжения во втулке приварного встык фланца в рабочих условиях вычисляют по формулам 37 и 38 [18]:

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1 :

$$\sigma_{1mr} := \max \left[\frac{Q + F + \frac{4|M|}{D_{\text{сп}}}}{\pi \cdot (D_{\text{внут}} + S_1) \cdot (S_1 - c)}, \frac{Q + F - \frac{4|M|}{D_{\text{сп}}}}{\pi \cdot (D_{\text{внут}} + S_1) \cdot (S_1 - c)} \right] = 11.185 \text{ МПа}$$

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0 ,

$$\sigma_{0mr} := \max \left[\frac{Q + F + \frac{4|M|}{D_{\text{сп}}}}{\pi \cdot (D_{\text{внут}} + s) \cdot (s - c)}, \frac{Q + F - \frac{4|M|}{D_{\text{сп}}}}{\pi \cdot (D_{\text{внут}} + s) \cdot (s - c)} \right] = 38.291 \text{ МПа}$$

Окружное мембранное напряжение во втулке от давления [18]:

$$\sigma_{0mp0} := \frac{D_{\text{внут}} \cdot P_{\text{р.меж}}}{2 \cdot (s - c)} = 82.336 \text{ МПа}$$

где σ_{1p} и σ_{0p} – меридиональные изгибные напряжения во втулке, МПа;

σ_{1mr} и σ_{0mr} – меридиональные мембранные напряжения во втулке, МПа

σ_{0mp0} – меридиональное окружное мембранное напряжение во втулке, МПа.

Напряжения в тарелке приварного встык фланца в рабочих условиях вычисляют по формулам 40 и 41 [18]:

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{Rp} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h_{1\phi} + l_0}{\lambda_{\phi} \cdot h_{1\phi}^2 \cdot l_0 \cdot D_{\text{внут}}} \cdot M_p = 22.937 \text{ МПа}$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{Tp} := \frac{\beta_Y \cdot M_p}{h_{1\phi}^2 \cdot D_{\text{внут}}} - \beta_Z \cdot \sigma_{Rp} = 65.629 \text{ МПа}$$

где σ_{Rp} – радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, МПа;

σ_{Tp} – окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, МПа

Проверим условие статической прочности фланцев. Зададимся условиями прочности.

Допускаемое значение суммарных общих и местных условных упругих мембранных и изгибных напряжений [18]:

$$\sigma_R := \sigma_{T,p20} \cdot 3 = 549 \text{ МПа}$$

Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений:

$$\sigma_M := \sigma_{T,p20} \cdot 1.5 = 274.5 \text{ МПа}$$

Для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1 условия статической прочности вычисляют по формулам 43 и 44 [18]:

- при затяжке:

$$\max(|\sigma_{1M} + \sigma_{RM}|, |\sigma_{1M} + \sigma_{TM}|) \leq K_T \cdot \sigma_M.$$

$$99.822 \leq 356.85 \text{ МПа}$$

- в рабочих условиях [18]:

$$\max \left(\begin{pmatrix} |\sigma_{1p} - \sigma_{1mp} + \sigma_{Rp}| \\ |\sigma_{1p} - \sigma_{1mp} + \sigma_{Tp}| \\ |\sigma_{1p} + \sigma_{1mp}| \end{pmatrix} \right) \leq K_T \cdot \sigma_M.$$

$$85.135 \leq 356.85 \text{ МПа}$$

где $K_T = 1.3$ при расчете с учетом стесненности температурных деформаций;

σ_M – допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений;

Для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0 условия статической прочности определяют по формулам 45 и 46 [18]:

- при затяжке:

$$\sigma_{0M} \leq 1.3 \cdot \sigma_R.$$

$$41.139 \leq 713.7 \text{ МПа}$$

- в рабочих условиях:

$$\max \left[\begin{pmatrix} |\sigma_{0p} + \sigma_{0mp}| \\ |0.3\sigma_{0p} + \sigma_{0mp0}| \\ |0.7\sigma_{0p} + (\sigma_{0mp} - \sigma_{0mp0})| \end{pmatrix} \right] \leq 1.3 \cdot \sigma_R.$$

$$\max \left[\begin{pmatrix} |\sigma_{0p} - \sigma_{0mp}| \\ |0.3\sigma_{0p} - \sigma_{0mp0}| \\ |0.7\sigma_{0p} + (\sigma_{0mp} - \sigma_{0mp0})| \end{pmatrix} \right] \leq 1.3 \cdot \sigma_R.$$

$$94.305 \leq 713.7 \text{ МПа}$$

$$70.366 \leq 713.7 \text{ МПа}$$

Для фланцев всех типов в сечении S_0 должно выполняться условие, рассчитанное по формуле 53 [18]:

$$\max(|\sigma_{0mp0}|, |\sigma_{0mp}|) \leq \sigma_{T.p20}$$

$$82.336 \leq 183 \text{ МПа}$$

Для тарелок приварных встык фланцев должны выполняться условия, рассчитанные по формулам 54 и 55 [18]:

- при затяжке [18]:

$$\max(\sigma_{RМ}, \sigma_{ТМ}) \leq K_T \cdot \sigma_{Т.р20}$$
$$68.015 \leq 237.9 \text{ МПа}$$

- в рабочих условиях:

$$\max(\sigma_{Rp}, \sigma_{Tp}) \leq K_T \cdot \sigma_{Т.р20}$$
$$65.629 \leq 237.7 \text{ МПа}$$

Поворота угол встык приварного фланца в рабочих условиях вычисляют по формуле 58 [18]:

$$\Theta := M_p \cdot y_\Phi \cdot \frac{E_{\Phi 20}}{E_\Phi} = 5.913 \times 10^{-3} \text{ рад}$$

где Θ – рассчитанный угол поворота фланца.

Допустимый угол зависит от внутреннего диаметра аппарат и для фланца, в соответствии с рекомендациями [18], он равен:

$$[\Theta] = 0.02 \text{ рад}$$

где $[\Theta]$ – допускаемый угол поворота.

Условие герметичности

$$\theta \leq K_{\theta p} * [\theta] = 0.005913 \leq 0.02 \text{ МПа},$$

$$\theta \leq K_{\theta и} * [\theta] = 0.005913 \leq 0.026 \text{ МПа}.$$

где $K_{\theta p}$ – коэффициент в рабочих условиях;

$K_{\theta и}$ – коэффициент в условиях испытания.

При проверке статической прочности и угла поворота фланцев, можно сделать вывод, что подобранные фланцы обеспечивают статическую прочность и герметичность в рабочих условиях, в условиях испытания и затяжке.

3.3.9 Поверочный расчет кожухотрубного теплообменника с плавающей головкой

Целью поверочного расчета является расчет на жесткость, прочность, и устойчивость элементов теплообменника по методике, описанной в [20].

Расчетная модель теплообменного аппарата с плавающей головкой представлена на рис. 3.18.

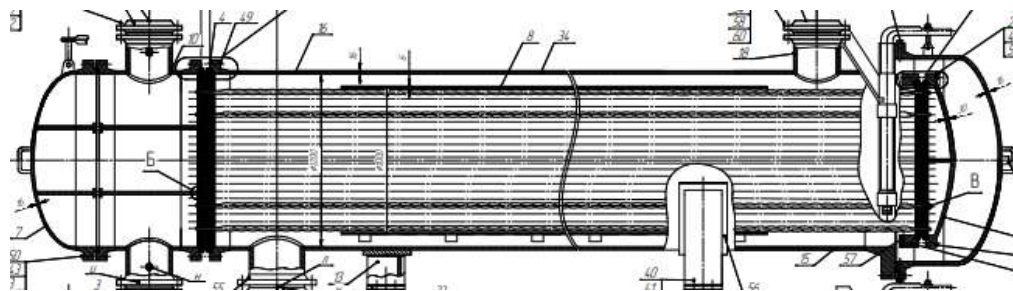


Рисунок 3.18 – Кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой

Основными важными исходными данными для поверочного расчета являются величины, представленные в табл. 3.12

Таблица 3.12– Основные данные аппарата

Название величины	Размерность	Обозначение и значение
Внешний диаметр аппарата	мм	$D_{\text{внутр}} = 1200$
Внутренний радиус кожуха	мм	$a = 600$
Средний диаметр прокладки и наружный диаметр фланца	мм	$D_{\text{сп}} = 1257$ $D_{\text{нарф}} = 1400$
Толщина стенки кожуха, труб, камеры	мм	$S_k = 16$ $S_{\text{труб}} = 2.5$ $S_{\text{рас.к}} = 16$
Расчетные давления в трубном и межтрубном пространстве	МПа	$P_{\text{р.тр}} = 1.6$ $P_{\text{р.меж}} = 1.88$
Число труб	Шт.	$n = 1084$
Длина труб и средняя длина	мм	$L_{\text{труб}} = 9000$ $L_{\text{ср.труб}} = 4500$
Шаг расположения отверстий в решетке	мм	$t = 30$
Диаметры отверстий в решетке	мм	$d_0 = 25.8$
Температуры среды в межтрубном пространстве	°C	$t_{\text{.к}} = 250$
Температуры среды в трубном пространстве	°C	$t_{\text{.т}} = 350$

3.3.9.1 Вспомогательные величины

Рассчитаем вспомогательные величины для прочностного расчета. Основные параметры трубной решетки.

Относительную характеристику беструбного края трубной решетки вычисляют по формуле 1 [20]:

$$m_n := \frac{a}{a_1} = 1.091$$

где m_n – относительная характеристика беструбного края;

a_1 – расстояние от оси кожуха до наиболее удаленной трубы, мм.

Коэффициенты влияния давления на трубную решетку вычисляют по формулам 2 и 3 [20]:

- со стороны нефти (межтрубного пространства):

$$\eta_M := 1 - \frac{n_{\text{тр}} \cdot d_{\text{нр}}^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.44$$

- со стороны мазута (трубного пространства):

$$\eta_M := 1 - \frac{n_{\text{тр}} \cdot (d_{\text{нр}} - 2 \cdot s_{\text{тр}})^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.642$$

где η_M – коэффициент влияния со стороны межтрубного пространства;

η_n – коэффициент влияния со стороны трубного пространства.

Допускаемое напряжение трубной решетки при средней температуре горячего теплоносителя:

$$t_{\text{гор}} := 350 \quad \text{градусов}$$

$$t_{\text{таб_р}} := \begin{pmatrix} 300 \\ 350 \end{pmatrix} \text{ градусов} \quad \sigma_{\text{таб1}} := \begin{pmatrix} 151 \\ 140 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{реш350}} := \text{Floor}(\text{linterp}(t_{\text{таб_р}}, \sigma_{\text{таб1}}, t_{\text{гор}}), 0.5) = 140 \text{ МПа}$$

Модуль упругости:

$$t_{\text{таб_р}} := \begin{pmatrix} 300 \\ 350 \end{pmatrix} \text{ градусов} \quad E_T := \begin{pmatrix} 1.71 \cdot 10^5 \\ 1.64 \cdot 10^5 \end{pmatrix} \text{ МПа}$$

$$E_{\text{реш350}} := \text{Floor}(\text{linterp}(t_{\text{таб_р}}, E_T, t_{\text{гор}}), 0.5) = 1.64 \times 10^5 \text{ МПа}$$

Для труб используется материал: сталь 12X18Н10Т.

Допускаемое напряжение трубного пучка:

$$\sigma_{\text{тр350}} := 140 \text{ МПа}$$

Модуль упругости:

$$E_{\text{тр}350} := 1.64 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Коэффициент прочности решетки [20]:

$$\phi_p := \frac{t - 21}{t} = 0.288$$

Толщина трубной решетки рассчитывается по формуле [20]:

$$s_p := \frac{D}{3.2} \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{макс1.}}}{\sigma_{\text{реш}350} \cdot \phi_p}} + c = 101.854 \text{ мм}$$

Принимаем толщину трубной решетки исходя из рекомендаций АНПЗ равной $s_p = 115$ мм.

Основные характеристики жесткости элементов теплообменного аппарата. Модуль упругости основания (системы труб) вычисляют по формуле [20]:

$$K_y := \frac{E_{\text{тр}350} \cdot (\eta_T - \eta_M)}{l_{\text{труб}}} = 3.673$$

Модуль упругости кожуха при температуре 350 градусов:

$$E_{\text{кож}350} := 1.64 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха вычисляют по формуле [20]:

$$\rho := \frac{K_y \cdot a_1 \cdot l_{\text{труб}}}{E_{\text{кож}350} \cdot s_1} = 6.929$$

Произведем расчет коэффициентов изменения жесткости системы трубы – кожух по формуле 24 [20]:

$$K_{1p} := 0$$

где K_{1p} - отношение осевого перемещения компенсатора или расширителя при действии давления к осевому перемещению краев корпуса межтрубного пространства без компенсатора и расширителя от действия того же давления.

$$K_{1q} := K_{1p} = 0$$

где K_q - коэффициент изменения жесткости системы трубы - кожух при действии осевой силы;

$$K_q := 1 + K_{1p} = 1$$

где K_p - коэффициент изменения жесткости системы трубы - кожух при действии давления;

$$K_p := 1 + K_{1p} = 1$$

Коэффициент жесткости перфорированной плиты ψ_0 вычисляют по формуле [20]:

$$\eta_{T_T} := \begin{pmatrix} 0.65 \\ 0.7 \end{pmatrix} \quad \psi_{0_T} := \begin{pmatrix} 0.37 \\ 0.44 \end{pmatrix}$$

$$\psi_0 := \text{Floor}(\text{linterp}(\eta_{T_T}, \psi_{0_T}, \eta_T), 0.005) = 0.355$$

Коэффициент системы решетка - трубы:

$$\beta := \frac{1.82}{s_p} \cdot \sqrt[4]{\frac{K_y \cdot s_p}{\psi_0 \cdot E_{\text{реш350}}}} = 4.619 \times 10^{-3}$$

Безразмерный параметр системы решетка — трубы вычисляют по формуле [20]:

$$\omega := \beta \cdot a_1 = 2.54$$

3.3.9.2 Расчет усилий в элементах теплообменного аппарата

Примем, что коэффициент жесткости фланцевого соединения при изгибе равен:

$$K_{\phi} := 1 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Рассчитаем радиус центра тяжести тарелки фланца кожуха, мм [20]:

$$R_1 := \frac{D_H - D}{4} + \frac{D}{2} = 608 \text{ мм}$$

Рассчитаем коэффициент влияния давления на продольную деформацию труб [20]:

$$m_{cp} := 0.15 \cdot \frac{n_{тр} \cdot (d_{нр} - 2 \cdot s_{тр})^2}{4 \cdot a_1^2} = 0.054$$

Рассчитаем приведенное давление p_0 вычисляют по формуле [20]:

$$\begin{aligned} A &:= [\eta_M - 1 + m_{cp} + m_n \cdot (m_n + 0.3\rho \cdot K_p)] \cdot P_{макс1..} = 7.143 \\ p_0 &:= [\alpha_K \cdot (t_K - t_0) - \alpha_T \cdot (t_T - t_0)] \cdot K_y \cdot l + [\eta_T - 1 + m_{cp} + m_n \cdot (m_n + 0.5\rho \cdot K_q)] - A = -2.575 \end{aligned}$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения вычисляют по формуле:

$$\rho_1 := \frac{K_y \cdot a \cdot a_1}{\beta^2 \cdot K_\phi \cdot R_1} = 9.345 \times 10^7$$

Коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края и поддерживающие влияние труб Φ_1, Φ_2, Φ_3 определяют по таблице [20]:

$$\begin{aligned} \omega_T &:= \begin{pmatrix} 2.5 \\ 3 \end{pmatrix} \quad \Phi_{1_T} &:= \begin{pmatrix} 3.56 \\ 4.5 \end{pmatrix} \\ \Phi_1 &:= \text{Floor}[\text{interp}[\omega_T, \Phi_{1_T}, (\omega)], 0.005] = 3.635 \\ \omega_T &:= \begin{pmatrix} 2.5 \\ 3 \end{pmatrix} \quad \Phi_{2_T} &:= \begin{pmatrix} 2.16 \\ 2.94 \end{pmatrix} \\ \Phi_2 &:= \text{Floor}[\text{interp}[\omega_T, \Phi_{2_T}, (\omega)], 0.005] = 2.22 \\ \omega_T &:= \begin{pmatrix} 2.5 \\ 3 \end{pmatrix} \quad \Phi_{3_T} &:= \begin{pmatrix} 3.76 \\ 4.65 \end{pmatrix} \\ \Phi_3 &:= \text{Floor}[\text{interp}[\omega_T, \Phi_{3_T}, (\omega)], 0.005] = 3.83 \end{aligned}$$

Значения T_1, T_2, T_3 вычисляют по формулам [20]:

$$\begin{aligned} t_1 &:= 1 + 1.4\omega \cdot (m_n - 1) = T_1 := \Phi_1 \cdot [m_n + 0.5(1 + m_n \cdot t_1) \cdot (t_1 - 1)] = 5.401 \\ T_2 &:= \Phi_2 \cdot t_1 = 2.938 \\ T_3 &:= \Phi_3 \cdot m_n = 4.178 \end{aligned}$$

Изгибающий момент и перерезывающую силу, распределенные по краю трубной решетки, вычисляют по формулам [20]:

- для изгибающего момента:

$$s_{1k} := 16 \text{ мм} \quad s_{2k} := 16 \text{ мм}$$

s_{1k} - толщина стенки кожуха в месте соединения с трубной решеткой или с фланцем, мм

Тогда коэффициент системы кожух-решетка равен [20]:

$$\beta_1 := \frac{1.3}{\sqrt{s_{1k} \cdot a}} = 0.013 \frac{1}{\text{мм}}$$

Где β_1 - коэффициент системы кожух - решетка, 1/мм;

Рассчитаем коэффициент системы обечайка - фланец камеры [20]:

$$\beta_2 := \frac{1.3}{\sqrt{s_{2k} \cdot a}} = 0.013 \frac{1}{\text{мм}}$$

Рассчитаем коэффициент влияния давления на изгиб фланца [20]:

$$m_1 := \frac{1 + \beta_1 \cdot h_1}{\beta_1^2} = 1.02 \times 10^4$$

Рассчитаем коэффициент влияния давления на изгиб 2-го фланца [20]:

$$m_2 := \frac{1 + \beta_2 \cdot h_1}{\beta_2^2} = 1.02 \times 10^4$$

Рассчитаем приведенное давление на фланцы [20]:

$$p_1 := \frac{K_y}{\beta \cdot K_\phi} \cdot (m_1 \cdot P_{\text{макс1}} - m_2 \cdot P_{\text{макс2}}) = -3.432 \times 10^6 \text{ МПа}$$

Изгибающий момент будет равен [20]:

$$M_\Pi := \left(\frac{a_1}{\beta} \right) \cdot \frac{p_1 \cdot (T_1 + \rho \cdot K_q) - p_0 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = -4.373 \times 10^3 \text{ Н·мм}$$

Перерезывающая сила, распределенная по краю трубной решетки равна [20]:

$$Q_\Pi := a_1 \cdot \frac{p_0 \cdot (T_3 + \rho_1) - p_1 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = -110.031 \text{ Н}$$

Изгибающий момент и перерезывающие силы, распределенные по периметру перфорированной зоны решетки, вычисляют по формулам [20]:

- для изгибающего момента:

$$M_a := M_{\Pi} + (a - a_1) \cdot Q_{\Pi} = -9.875 \times 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

- для перерезывающей силы:

$$Q_a := m_{\Pi} \cdot Q_{\Pi} = -120.033 \text{ Н}$$

Осевую силу и изгибающий момент, действующие на трубу, вычисляют по формулам [20]:

- для осевой силы:

$$N_T := \frac{\pi \cdot a_1}{n_{\text{тр}}} \cdot \left[(\eta_M \cdot P_{\text{макс2}} - \eta_T \cdot P_{\text{макс1}}) \cdot a_1 + \Phi_1 \cdot Q_a + \Phi_2 \cdot \beta \cdot M_a \right] = -1.121 \times 10^3 \text{ Н}$$

- для изгибающего момента:

Рассчитаем момент инерции поперечного сечения трубы [20]:

$$J_T := \frac{\pi}{64} \cdot (d_{\text{нр}}^4 - d_{\text{в}}^4) = 1.132 \times 10^4 \text{ мм}^4$$

Приведенная длина трубы, используемая при расчете прогиба труб и изгибающего момента, действующего на трубу:

$$l_{\text{пр}} := l_{\text{труб}} = 9 \times 10^3 \text{ мм}$$

Изгибающий момент равен [20]:

$$M_T := \frac{E_{\text{тр350}} \cdot J_T \cdot \beta}{K_y \cdot a_1 \cdot l_{\text{пр}}} \cdot (\Phi_2 \cdot Q_a + \Phi_3 \cdot \beta \cdot M_a) = -208.076 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Усилия в кожухе вычисляют по формулам [20]:

- усилие, распределенное по периметру кожуха:

$$Q_K := \frac{a}{2} \cdot P_{\text{макс2}} - Q_{\Pi} = 962.931 \text{ Н}$$

- изгибающий момент, распределенный по периметру кожуха:

$$K_1 := 1$$

$$M_K := \frac{K_1}{\rho \cdot K_{\phi} \cdot \beta} \cdot (T_2 \cdot Q_{\Pi} + T_3 \cdot \beta \cdot M_{\Pi}) - \frac{P_{\text{н.тр}}}{2 \cdot \beta_1^2} = -1.961 \times 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

- суммарная осевая сила, действующая на кожух:

$$F_{\text{ос}} := \pi D \cdot Q_K = 3.63 \times 10^6 \text{ Н}$$

3.3.9.3 Расчетные напряжения в трубной решетке

Напряжения в трубной решетке в месте соединения с кожухом вычисляют по формулам [20]:

- изгибные:

$$\sigma_{p1} := \frac{6 \cdot |M_{\Pi}|}{(s_{1p} - c)^2} = 2.066 \text{ МПа}$$

- касательные:

$$\tau_{1p} := \frac{|Q_{\Pi}|}{s_{1p} - c} = 0.976 \text{ МПа}$$

Определим В - коэффициент, определяемый по таблице 9 [20], в зависимости от ω и Π_B .

$$\omega = 2.54$$

$$\omega_T := \begin{pmatrix} 2 \\ 3 \end{pmatrix} \quad B_T := \begin{pmatrix} 0.813 \\ 0.858 \end{pmatrix}$$

$$B := \text{Floor}[\text{interp}[\omega_T, B_T, (\omega)], 0.0005] = 0.837$$

Рассчитаем коэффициент для определения максимального изгибающего момента в перфорированной части трубной решетки [20]:

$$n_B := \frac{Q_a}{\beta \cdot M_a} = 2.632$$

Определим А - коэффициент, определяемый по таблице [20] в зависимости от ω и m_{Δ}

$$m_A := \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} = 0.38$$

$$\omega_T := \begin{pmatrix} 2 \\ 3 \end{pmatrix} \quad A_T := \begin{pmatrix} 0.451 \\ 0.474 \end{pmatrix}$$

$$\underline{A} := \text{Floor}[\text{interp}[\omega_T, A_T, (\omega)], 0.0005] = 0.463$$

Вычислим максимальный расчетный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетки [20]:

$$M_{\max} := \begin{cases} A \cdot \frac{|Q_a|}{\beta} & \text{if } \begin{cases} m_A \leq 1 \\ -1 \leq m_A \end{cases} \\ B \cdot |M_a| & \text{if } \begin{cases} m_A < -1 \\ m_A > 1 \end{cases} \end{cases} = 1.203 \times 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Напряжения в перфорированной части трубной решетки вычисляют по формулам [20]:

- изгибные:

$$\sigma_{p2} := \frac{6 \cdot M_{\max}}{\phi \cdot (s_{1p} - c)^2} = 5.684 \text{ МПа}$$

- касательные:

$$\tau_{2p} := \frac{|Q_a|}{\phi \cdot (s_{1p} - c)} = 1.065 \text{ МПа}$$

Напряжения в кожухе в месте присоединения к решётке [20]:

в меридиональном направлении:

мембранные:

$$\sigma_{Mx} := \frac{|Q_k|}{(s_{1k} - c)} = 70.287 \text{ МПа}$$

изгибные:

$$\sigma_{ux} := \frac{6 \cdot |M_k|}{(s_{1k} - c)^2} = 626.88 \text{ МПа}$$

в окружном направлении:

$$\sigma_{M\varphi} := \frac{P_{н.гр} \cdot a}{(s_{1k} - c)} = 105.975 \text{ МПа}$$

изгибные:

$$\sigma_{u\varphi} := 0.3 \cdot \sigma_{ux} = 188.064 \text{ МПа}$$

в окружном направлении [20]:

$$\sigma_{2t} := \frac{(d_{нр} - s_{тр}) \max(|P_{макс2}|, |P_{макс1..}|, |P_{макс2} - P_{макс1..}|)}{2 \cdot s_{тр}} = 12.793 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для материала решетки:

$$\sigma_{др} := 148 \text{ МПа}$$

3.3.9.4 Проверка прочности трубных решёток теплообменного аппарата

$$\text{Пров}_{\text{труб_реш}} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \max(\tau_{1p}, \tau_{2p}) \leq 0.8 \cdot \sigma_{др} \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$\text{Пров}_{\text{труб_реш}} = \text{"Условие прочности выполняется"}$

3.3.9.5 Проверка прочности и устойчивости обечайки

Проверку прочности кожуха в месте присоединения к решетке.

Условие статической прочности кожуха в месте присоединения к решетке [20]:

Допускаемое напряжение для материала кожуха теплообменного аппарата равна:

$$\sigma_D := 148.6 \text{ Па}$$

$$\text{Пров}_{\text{кож}} := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } \sigma_{Mx} \leq 1.3 \cdot \sigma_D \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Пров}_{\text{кож}} = \text{"Условие выполняется"}$$

3.3.9.6 Расчёт трубы на прочность, устойчивость и жесткость и расчет крепления труб к решетке

Условие статической прочности труб [20]:

$$\text{Пров}_{\text{ст_прочности}} := \begin{cases} \text{"Условие выполняется"} & \text{if } \sigma_{2T} \leq \sigma_{\text{тр}350} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Пров}_{\text{ст_прочности}} = \text{"Условие выполняется"}$$

Примем, что коэффициент условий работы при расчете труб на устойчивость [20]:

-Для рабочих условия:

$$K_{T1} := 1.3$$

-Для условий гидроиспытания:

$$K_{T2} := 1.126$$

Задаем конструктивно:

$$l_{1R} := 9000 \text{ мм}$$

$$l_{2R} := 0 \text{ мм}$$

где l_{1R} — максимальный пролет трубы между решеткой и перегородкой, мм;

l_{2R} — максимальный пролет трубы между перегородками, мм;

Определим расчетная длина труб при продольном изгибе [20]:

$$l_R := \max(l_{2R}, 0.7l_{1R}) = 6.3 \times 10^3 \text{ мм}$$

Определим параметр, используемый при расчете на продольный изгиб [20]:

-Для рабочих условия:

$$\lambda_{1.} := K_{T1} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{\text{тр}350}}{E_{\text{тр}350}}} \cdot \frac{l_R}{(d_{\text{тр}} - s_{\text{тр}})} = 13.674$$

$$E_{\text{тр}20} := 1.99 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

-Для условий гидроиспытания [20]:

$$\lambda_{2.} := K_{T2} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{\text{и}}}{E_{\text{тр}20}}} \cdot \frac{l_R}{(d_{\text{тр}} - s_{\text{тр}})} = 15$$

$$\varphi_T := 0.8$$

где φ_T - коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе.

3.3.9.6 Проверка условий устойчивости

Длина развальцовки [20]:

$$l_B := 117 \text{ мм}$$

$$N_{\text{дт}} := 0.5 \cdot \pi \cdot s_{\text{тр}} \cdot (d_{\text{тр}} - s_{\text{тр}}) \cdot \min\left(1.6, \frac{l_B}{s_{\text{тр}}}\right) \cdot \sigma_{\text{др}} = 1.634 \times 10^4 \text{ Па}$$

$$\text{Пров}_{\text{устойчивости}} := \begin{cases} \text{"Условие УСТОЙЧИВОСТИ выполняется"} & \text{if } N_T \leq N_{\text{дт}} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Пров}_{\text{устойчивости}} = \text{"Условие УСТОЙЧИВОСТИ выполняется"}$$

3.3.9.7 Проверка жесткости витых трубок

Проверку жесткости труб проводят только при $N_T < 0$

$$\text{Пров}_{\text{жест_труб}} := \begin{cases} \text{"Проверка жесткости труб нужна"} & \text{if } |N_T| < 0 \\ \text{"Проверка жесткости труб НЕ нужна"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Пров}_{\text{жест_труб}} = \text{"Проверка жесткости труб НЕ нужна"}$$

3.3.9.8 Расчет допускаемой нагрузки на вальцовочное соединение трубы с решеткой

Для наглядности расчета приведем схему с расставленными нагрузками на рис. 3.19.

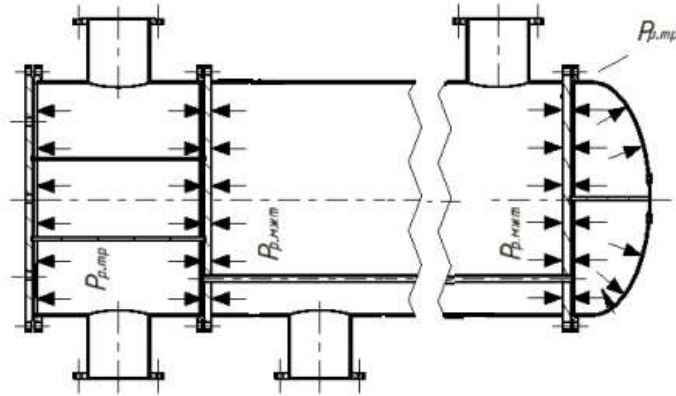


Рисунок 3.19– Схема к расчету усилия от давления

Площадь трубной решетки, заключенной между четырьмя трубами [20]:

$$f := 0.866 \cdot t^2 - \frac{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2}{4} = 572.625 \text{ мм}^2$$

Рассчитаем трубную нагрузку по формуле [20]:

$$q := P_{\text{р.тр}} \cdot f = 916.2$$

$$Q := 6.357 \times 10^4 \text{ Па}$$

$$q := \frac{Q}{n_{\text{тр}}} = 58.644 \text{ Н}$$

Температурное напряжение в трубе [20]:

$$\sigma_{\text{Т}} := 4.853 \times 10^8 \text{ Па}$$

Площадь поперечного сечения стенки трубы [20]:

$$d_{\text{Н}} := 0.025 \text{ м}$$

$$d_{\text{В}} := 0.021 \text{ м}$$

$$f_{\text{Т}} := \frac{\pi}{4} \cdot (d_{\text{Н}}^2 - d_{\text{В}}^2) = 1.445 \times 10^{-4} \text{ м}^2$$

$$q_{\text{Т}} := \sigma_{\text{Т}} \cdot f_{\text{Т}} = 7.013 \times 10^4 \text{ Н}$$

Суммарное усилие [20]:

$$q_{\text{с}} := q - q_{\text{Т}} = -7.007 \times 10^4 \text{ Н}$$

Удельная нагрузка от давления на единицу длины окружности:

$$\sigma_0 := \frac{q}{\pi \cdot d_H} = 746.677 \frac{\text{Н}}{\text{м}} \quad \sigma_{0д} := 0.07 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

$$\text{Пров}_{\text{прочности}} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \sigma_0 \leq \sigma_{0д} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Пров}_{\text{прочности}} = \text{"Условие прочности выполняется"}$$

Удельная нагрузка на развальцовку от действия суммарного усилия с учетом давления и температурных напряжений [20]:

$$\sigma_c := \frac{q_c}{\pi \cdot d_H} = -8.922 \times 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Допускаемая удельная нагрузка:

$$\sigma_{сд} := 20 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

$$\text{Пров}_{\text{нагрузки}} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется"} & \text{if } \sigma_c \leq \sigma_{сд} \\ \text{"Условие НЕ выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Пров}_{\text{нагрузки}} = \text{"Условие прочности выполняется"}$$

Условие прочности выполняется, так как используется теплообменник конструкции ТП, то вырывание труб из гнезда исключаются, так как происходит свободное движение плавающей головки.

3.3.10 Расчет теплообменника от воздействия опорных нагрузок

Основной задачей данного расчета является проверка несущей способности обечайки аппарата от воздействия опорной нагрузки от рабочего веса аппарата, а также подбор опор седловых на основе рассчитанной максимальной массы теплообменного аппарата с плавающей головкой.

Также в расчете определяется необходимость подкладного листа.

Согласно [21] выбираем седловую опору. На рис. 3.20 представлена схема седловой опоры по [21].

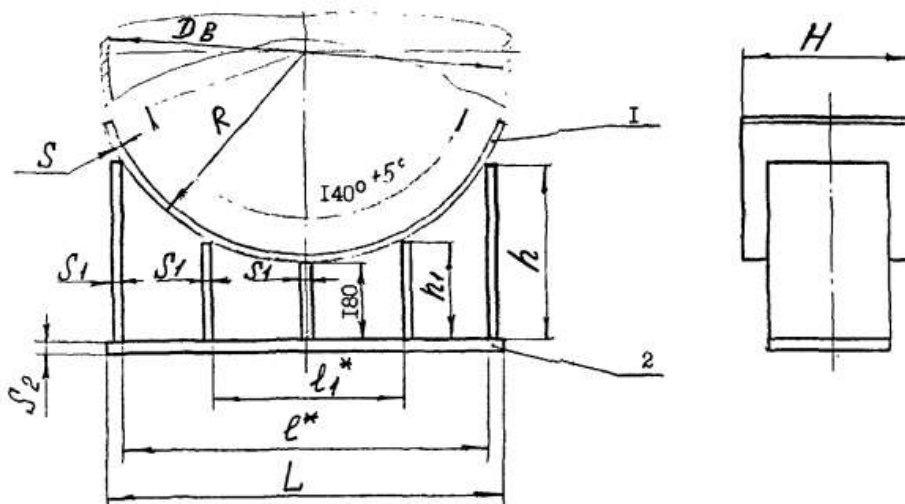


Рисунок 3.20 – Схема к расчету седловой опоры

Приведем исходные данные для расчета обечайки, нагруженной опорными нагрузками от воздействия седловых опор в таблицу 3.13.

Название величины	Размерность	Обозначение и значение
Внешний диаметр аппарата	мм	$D_{\text{внутр}} = 1200$
Высота выпуклой части днища по внутренней поверхности	мм	$H_v = 300$
Длина цилиндрической части сосуда	мм	$L = 9750$
Исполнительная толщина подкладного листа	мм	$S_2 = 20$
Расчетные давления	МПа	$P_{\text{р.меж}} = 1.88$
Ширина седловой опоры	мм	$b = 250$
Ширина подкладного листа	мм	$b_2 = 350$
Длина свободно выступающей части	мм	$e = 2480$
Длина выступающей цилиндрической части сосуда	мм	$a = 1995$
Высота выпуклой части крышки	мм	$H = 300$
Допускаемое напряжение при температуре 20 °С	МПа	$\sigma_{.20} = 196$
Допускаемое напряжение при расчетной температуре,	МПа	$\sigma_{.t} = 162$
Модуль продольной упругости при расчетной температуре	МПа	$E = 1.76 \cdot 10^5$
Плотность воды	кг/м ³	$\rho_v = 998$
Плотность стали	кг/м ³	$\rho = 7850$

Критерием проверки несущей способности устойчивость:

$$F_1 \leq [F]_1 \quad \text{Н}$$

где F_1 – расчетное усилие, действующее на опору, Н.

Массу аппарата принимаем из паспортных данных на теплообменник [7]:

$$m := 427 \text{ кг}$$

Масса жидкости внутри аппарата при гидроиспытаниях [14]:

$$m_{\text{жид1}} := \pi \cdot \frac{D_{\text{внутр}}^2}{4} \cdot L_{\text{ап}} \cdot \rho_{\text{в}} = 1.23 \times 10^4 \text{ кг}$$

Вес аппарата при гидроиспытаниях [14]:

$$G := (m + m_{\text{жид1}}) \cdot g = 5.502 \times 10^5 \text{ Н}$$

Объем аппарата [14]:

$$V_{\text{ап}} := \frac{\pi \cdot D_{\text{внутр}}^2}{4} \cdot L_{\text{ап}} = 12.305 \text{ м}^3$$

Вес воды:

$$G_{\text{воды}} = V_{\text{ап}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot g = 1.207 \cdot 10^5 \text{ Н}$$

Вес теплообменного аппарата:

$$G = 429\,500 \text{ Н}$$

Расчетная схема определения усилий представлена на рис. 3.21.

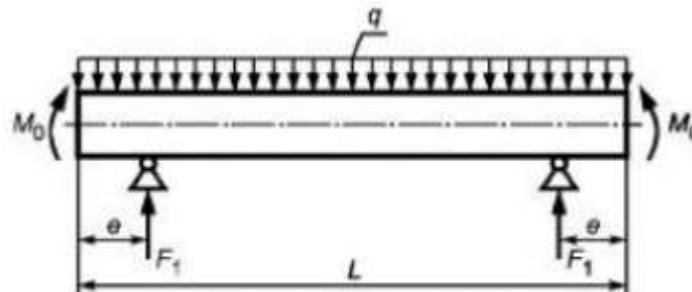


Рисунок 3.21- Расчетная схема определения усилий

Нагрузки для приведенной на рис.3.21 балки вычисляются по формулам 28 и 29 [14]:

$$q_1 := \frac{G_{\text{ап}}}{L_{\text{ап}} + \frac{4}{3} \cdot H_{\text{к}}} = 42.315 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

$$M_{01} := q_1 \cdot \frac{D^2}{16} = 3.808 \times 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

где L - длина цилиндрической части сосуда, включая длину цилиндрической отбортовки днища, мм

H - высота выпуклой части крышки по внутренней поверхности без учета цилиндрической отбортовки, мм;

q - распределенная нагрузка эквивалентного сосуда, Н/мм;

G - вес теплообменного аппарата, Н.

Опорное усилие в общем случае определяется правилами теоретической механики:

$$F_{11} := \frac{G_{\text{ап}}}{2} = 2.147 \times 10^5 \text{ Н}$$

где F_{11} – опорное усилие, Н.

Изгибающие моменты следует вычислять в сечениях обечайки над опорами и между опорами в сечениях, где они имеют наибольшие значения. Изгибающие момент над опорой вычисляют по формуле 31 [14]:

$$M_{11} := \frac{q_1 \cdot e^2}{2} - M_{01} = 1.263 \times 10^8 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

где M_1 – расчетный изгибающий момент над i -й опорой, Н·мм;

e - длина свободно выступающей части эквивалентного сосуда, мм.

Максимальный момент между опорами для схемы, представленной на рис.5.22, вычисляют по формуле 32 [14]:

$$M_{12p} := M_{01} + F_{11} \cdot \left(\frac{L_{\text{ап}}}{2} - a \right) - \frac{q_1}{2} \left(\frac{L_{\text{ап}}}{2} + \frac{2}{3} \cdot H_{\text{к}} \right)^2 = -2.679 \times 10^7 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

где M_{12} – максимальный расчетный изгибающий момент между опорами, Н·мм;

а - длина выступающей цилиндрической части сосуда, включая отбортовку днища, мм.

Несущую способность обечайки в сечении между опорами следует проверять при условии:

$$\begin{aligned} \text{Услов}_2 &:= \begin{cases} \text{"следует проверять"} & \text{if } M_{12p} > M_{11} \\ \text{"следует НЕ проверять"} & \text{otherwise} \end{cases} \\ \text{Услов}_2 &= \text{"следует НЕ проверять"} \end{aligned}$$

Поперечное усилие в сечении оболочки над опорой для схемы, представленной на рис. 3.21, вычисляют по формуле 33 [14]:

$$Q_{1p} := \frac{L_{ап} - 2 \cdot a}{L_{ап} + \frac{4}{3} \cdot H_k} \cdot F_{11} = 1.013 \times 10^5 \text{ Н}$$

где Q_{1p} – максимальное поперечное усилие, действующее в сечении над i -й опорой, Н.

Параметр, определяемый расстоянием до днища, вычисляют по формуле 39 [14]:

$$y := 2.83 \cdot \frac{a}{D} \cdot \sqrt{\frac{s - c}{D}} = 0.625$$

Параметр, определяемый шириной пояса опоры, вычисляют по формуле 40 [14]:

$$\beta_1 := 0.91 \cdot \frac{b}{\sqrt{D \cdot (s_1 - c)}} = 1.755$$

Общее меридиональное мембранное напряжение изгиба, действующее в области опорного узла, вычисляют по формуле [14]:

$$\sigma_{mx} := \frac{4 \cdot M_{11}}{\pi \cdot D^2 \cdot (s_1 - c)} = 7.978 \text{ МПа}$$

где σ_{mx} – мембранные напряжения в меридиональном направлении, МПа.

Подкладной лист рассматривают как усиление стенки сосуда, во всех формулах и на графиках вместо $(s - c)$ следует подставлять w , вычисляемую по формуле 47 [14]:

$$w := \sqrt{1 + \left(\frac{s_{\text{Л}}}{s_1 - c} \right)^2} \cdot (s_1 - c) = 24.413 \text{ мм}$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры [14]:

$$K_{10} := \max \left(\frac{e^{-\beta_1} \cdot \sin(\beta_1)}{\beta_1}, 0.25 \right) = 0.25$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата [14]:

$$K_{12} := \frac{1.15 - 0.1432 \cdot \sin(\delta_2)}{\sin(0.5 \cdot \delta_2)} = 1.126$$

Коэффициент, учитывающий влияние расстояния до днища:

$$K_{16} := 1 - \frac{0.65}{1 + (6 \cdot \gamma)^2} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{3 \cdot \delta_2}} = 0.972$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры:

$$K_{17} := \frac{1}{1 + 0.6 \cdot \delta_2 \cdot \frac{b_2}{D} \cdot \sqrt[3]{\frac{D}{(s_1 - c)}}} = 0.347$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата:

$$K_{13} := \frac{1}{\sin(0.5 \cdot \delta_2)} \cdot \max \left(1.7 - \frac{2.1 \cdot \delta_2}{\pi}, 0 \right) = 0.071$$

Коэффициент, учитывающий влияние расстояния до днища:

$$K_{15} := \min \left(1, \frac{0.8 \cdot \sqrt{\gamma} + 6 \cdot \gamma}{\delta_2} \right) = 1$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры:

$$K_{11} := \frac{1 - e^{-\beta_1} \cdot \cos(\beta_1)}{\beta_1} = 0.57$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата:

$$K_{14} := \frac{1.45 - 0.43 \cdot \delta_2}{\sin(0.5 \cdot \delta_2)} = 0.425$$

Коэффициенты ν_1 , и ν_2 , для определения коэффициента K_1 приведены в [14]. Для ν_2 принимают соответственно $\nu_{2,1}$ или ν_2 , дающие наименьшее предельное напряжение изгиба.

$$\nu_1 := \frac{-0.23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}} = -0.058$$

$$\nu_1 := \frac{-0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5 \cdot \delta_2)} = -2.243$$

$$\nu_{21} := -\sigma_{\text{mx}} \cdot \frac{1}{K_{2H} \cdot \sigma_D} = -0.051$$

$$\nu_{21} := 0$$

$$\nu_{22} := \frac{D \cdot P_{H2}}{2 \cdot (s_1 - c)} \cdot \frac{1}{(K_{2H} \cdot \sigma_D)} = 1.324$$

где ν_1 - коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба; ν_{21} - коэффициент, учитывающий степень нагрузки общими мембранными напряжениями.

Коэффициент, необходимые для расчёта предельного напряжения изгиба [14]:

$$K_1 := \frac{1 - \nu_2}{\left(\frac{1}{3} + \nu_2 \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_2 \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_2^2) \cdot \nu_1^2}} = 0.576$$

$$K_{v11} := \frac{1 - \nu_{21}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_{21}^2) \cdot \nu_1^2}} = 1.41$$

$$K_{v21} := \frac{1 - \nu_{22}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_{22}^2) \cdot \nu_1^2}} = 0.544$$

$$K_1 := \min(K_{v21}, K_{v11}) = 0.544$$

$$\nu_{22} := \frac{D \cdot P_{H2}}{2 \cdot (s_1 - c)} \cdot \frac{1}{(K_{2H} \cdot \sigma_D)} = 1.324$$

$$K_{v21} := \frac{1 - \nu_{22}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{22} \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_{22}^2) \cdot \nu_1^2}} = 0.086$$

$$K_{v11} := \frac{1 - \nu_{21}}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{21} \cdot \nu_1\right)^2 + (1 - \nu_{21}^2) \cdot \nu_1^2}} = 0.176$$

$$K_1 := \min(K_{v21}, K_{v11}) = 0.086$$

Предельное напряжение изгиба вычисляют по формуле 1 [14], которая ограничивает местные напряжения изгиба в зависимости от местных мембранных напряжений и степени нагрузки общими мембранными напряжениями:

$$\sigma_{i2} := K_1 \cdot K_{2H} \cdot \sigma_D = 84.82 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{i3} := K_1 \cdot K_{2H} \cdot \sigma_D = 13.348 \text{ МПа}$$

где σ_{i2} и σ_{i3} - предельное напряжение изгиба, МПа.

Допускаемое опорное усилие от нагружения в меридиональном направлении, вычисляемое по формуле 43 [14]:

$$F_{\text{доп}32} := \frac{0.9 \cdot \sigma_{i3} \cdot \sqrt{D \cdot (s_1 - c)} \cdot (s_1 - c)}{K_{17} \cdot K_{16} \cdot K_{14}} = 2.386 \times 10^5 \text{ Н}$$

Условие прочности:

$$\text{Услов}_6 := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } F_{11} \leq F_{\text{доп}} \\ \text{"Условия прочности не выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Услов₆ = "Условия прочности выполняются"

Условие прочности выполняется, так как опорное усилие намного меньше, чем допускаемое опорное усилие в меридиональном и в окружном

направлениях. Эффективное осевое усилие от местных мембранных напряжений, действующих в области опоры, вычисляемое по формуле 46 [19]:

$$F_{B2} := F_{11} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{D}{(s_1 - c)}} \cdot K_{13} \cdot K_{15} = 9.513 \times 10^4 \text{ Н}$$

Условие устойчивости в условиях гидроиспытаний:

$$\text{Услов}_7 := \begin{cases} \text{"Условие устойчивости выполняется"} & \text{if } \frac{F_{B2}}{F_{д.р1}} + \frac{M_{11}}{M_{д1}} + \left(\frac{Q_{1p}}{Q_{д1}} \right)^2 \leq 1 \\ \text{"Условие устойчивости не выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Услов₇ = "Условие устойчивости выполняется"

Условие устойчивости из неравенства выполняется.

3.4 Гидравлический расчет теплообменника

Целью гидравлического расчета является расчет потерь давления в трубопроводе, в трубном и межтрубном пространствах теплообменника с дальнейшим подбором насоса.

3.4.1 Расчет потерь давления в трубном пространстве теплообменника

Рассчитаем мощность, потребляемую двигателем насоса по формуле [1]:

$$N := \frac{V_M \cdot \Delta P}{\eta} = 6.373 \times 10^3 \text{ Вт}$$

где N – мощность насоса, Вт;

V – объемный расход мазута, м³/с;

ΔP – перепад давления, Па;

η – КПД насоса.

Гидравлическое сопротивление аппарата складывается из потерь давления на преодоление сопротивления трения $\Delta P_{тр}$ и на преодоление местных сопротивлений $\Delta P_{м.с.}$

$$\Delta P_1 = \Delta P_{тр} + \Delta P_{м.с.} + \Delta P_{под} = \left(\frac{(\rho_m \times \omega_1^2)}{2} \times \lambda \times \frac{l}{d_{внеш}} \right) + \left(\sum \varepsilon \times \frac{(\rho_m \times \omega_1^2)}{2} \right) + (\rho_m \times g \times h)$$

где λ - коэффициент сопротивления трения;

l - длина трубы, м;

$d_{\text{внеш}}$ - внешний диаметр трубы, м;

ω_1 - скорость движения мазута, м/с

ε - коэффициент местного сопротивления;

ρ_m - плотность мазута, кг/м³

Найдем коэффициент сопротивления трения в трубках [6]:

$$\lambda := \frac{0.316}{\text{Re}_{\text{пристен.слоя}}^{0.25}} = 0.03$$

Рассчитаем потери давления на преодоление сопротивления трения мазута по формуле [6]:

$$\Delta P_{\text{тр}} := \frac{(\rho_m \cdot \omega_{\text{ср}}^2)}{2} \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d_{\text{внут.труб}}} = 1.132 \times 10^4 \quad \text{Па}$$

Определим все коэффициенты местных сопротивлений по таблице XIII [1]:

$$\Sigma \xi := 1.5 + 1 + 1 + 2.5 + 1 + 1 + 2.5 + 1 + 1 + 2.5 + 1 + 1 + 1.5 = 18.5$$

(вход в камеру, вход в трубы, выход из трубы, поворот на 180° между ходами, вход в трубу, выход из трубы, поворот на 180° между ходами, вход в трубу, выход из трубы, поворот на 180° между ходами, вход в трубу, выход из трубы, выход из камер.)

Рассчитаем давление потери на преодоление местных сопротивлений:

$$\Delta P_{\text{м.с}} := \Sigma \xi \cdot \frac{(\rho_m \cdot \omega_{\text{ср}}^2)}{2} = 1.577 \times 10^4 \quad \text{Па}$$

Рассчитаем потери давления на высоту подъема мазута:

Принимаем высоту:

$$h := 10 \text{ м}$$

Ускорение свободного падения:

$$g := 9.8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

Потери давления на высоту подъема мазута:

$$\Delta P_{\text{под}} := \rho_M \cdot g \cdot h = 8.146 \times 10^4 \text{ Па}$$

Рассчитаем гидравлическое сопротивление аппарата:

$$\Delta P_1 := \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с}} + \Delta P_{\text{под}} = 1.085 \times 10^5 \text{ Па}$$

Примем КПД насоса:

$$\eta := 0.60$$

Рассчитываем мощность насоса:

$$N := \frac{V_M \cdot \Delta P_1}{\eta} = 6.277 \times 10^3 \text{ Вт}$$

Высота всасывания:

$$H_{\text{вс}} := \frac{\Delta P_1}{\rho_M \cdot g} = 13.325 \text{ м}$$

По рассчитанным данным подбираем насос по таблице 2.5 [1].

Характеристики выбранного насоса представлены в табл.3.14.

Таблица 3.14 - Характеристики насоса и электродвигателя

Марка насоса	Q, м³/с	H, м столба жидкости	n, об/с	η_n	Электродвигатель		
					тип	N, кВт	η_d
X45/31	$1,25 \cdot 10^{-2}$	19,8	48,3	0,60	A02-52-2	13	0,89

3.4.2 Расчет потерь давления в межтрубном пространстве теплообменника

Мощность, необходимую для перемещения теплоносителя через аппарат. Определяют по формуле [1]:

$$N := \frac{V \cdot \Delta P}{1000 \eta}$$

где V - объемный расход нефти, м³/с;

ΔP - перепад давления в аппарате, Па;

η - КПД насоса или вентилятора.

Гидравлическое сопротивление аппарата складывается [1] из потерь давления на преодоление сопротивления трения $\Delta P_{\text{тр}}$ и на преодоление местных сопротивлений $\Delta P_{\text{м.с.}}$.

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с.}} + \Delta P_{\text{под}} = \left(\frac{(\rho_{\text{м}} \times \omega_1^2)}{2} \times \lambda \times \frac{l}{d_{\text{внеш}}} \right) + \left(\sum \varepsilon \times \frac{(\rho_{\text{м}} \times \omega_1^2)}{2} \right) + (\rho_{\text{м}} \times g \times h)$$

где λ - коэффициент сопротивления трения;

l - длина трубы, м;

$d_{\text{внеш}}$ - внешний диаметр трубы, м;

ω_2 - скорость движения нефти, м/с

ε - коэффициент местного сопротивления;

$\rho_{\text{н}}$ - плотность нефти, кг/м³

Найдем коэффициент сопротивления трения в трубках [1]:

$$\lambda := \frac{0.316}{\text{Re}^{0.25}} = 0.02$$

Рассчитаем скоростное давление рассчитывается по формуле:

$$\Delta P_{\text{тр}} := \frac{(\rho_{\text{н}} \cdot \omega_1^2)}{2} \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d_{\text{внеш}}} = 2.723 \times 10^3 \text{ Па}$$

Определим все коэффициенты местных сопротивлений по таблице XIII [1]:

$$\sum \xi := 1.5 + 1.5 = 3$$

(вход в межтрубное пространство под углом 90°, выходная камера)

Рассчитаем давление потери на преодоление местных сопротивлений:

$$\Delta P_{\text{м.с.}} := \sum \xi \cdot \frac{(\rho_{\text{н}} \cdot \omega_1^2)}{2} = 1.145 \times 10^3 \text{ Па}$$

Рассчитаем потери давления на высоту подъема нефти:

Принимаем высоту:

$$h := 10 \text{ м}$$

Ускорение свободного падения:

$$g := 9.8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

Потери давления на высоту подъема нефти:

$$\Delta P_{\text{под}} := \rho_{\text{н}} \cdot g \cdot h = 7.107 \times 10^4 \text{ Па}$$

Рассчитаем гидравлическое сопротивление аппарата [1]:

$$\Delta P_2 := \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с}} + \Delta P_{\text{под}} = 7.494 \times 10^4 \text{ Па}$$

Примем КПД насоса:

$$\eta := 0.55$$

Рассчитываем мощность:

$$N := \frac{V_{\text{н}} \cdot \Delta P_2}{\eta} = 1.269 \times 10^4 \text{ Вт}$$

Высота всасывания:

$$H_{\text{вс}} := \frac{\Delta P_2}{\rho_{\text{н}} \cdot g} = 10.544 \text{ м}$$

По рассчитанным данным подбираем насос для нефти по таблице 2.5 [1].

Характеристики выбранного насоса представлены в табл.3.15.

Таблица 3.15 - Характеристики насоса и электродвигателя

Марка насоса	Q, м³/с	H, м столба жидкости	n, об/с	$\eta_{\text{н}}$	Электродвигатель		
					тип	N, кВт	$\eta_{\text{д}}$
X20/31	$5,5 \cdot 10^{-3}$	18	48,3	0,55	АО2-41-2	5,5	0,87

Произведен расчет и подбор насоса для трубного и межтрубного пространства теплообменного аппарата с плавающей головкой и витыми трубками.

3.5 Расчет тепловой изоляции

Теплообменный аппарат с плавающей головкой и витыми трубками будет установлен на открытой площадке. Температуру окружающего воздуха примем $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В качестве теплоизоляции примем совелит. Определим суммарный коэффициент теплоотдачи в окружающую среду [1]:

$$\alpha = 9.74 + 0.07 \times \Delta t$$

где $\alpha_{\text{из}}$ – коэффициент теплоотдачи в окружающую среду, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \times \text{K})$;
 $\Delta t_{\text{ок}}$ – разность температур поверхности аппарата и окружающего воздуха.

На поверхности изоляции температура не должна превышать 40°C [1]

Разность температур:

$$\Delta t = 20 - (-40) = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Тогда коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = 9.74 + 0.07 \times 60 = 13,94\text{ Вт}/\text{м}^2 \times \text{K}$$

Удельный тепловой поток:

$$q_{\text{уд}} = \alpha \times \Delta t = 836,4\text{ Вт}/\text{м}^2$$

Принимаем приближенно, что все термические сопротивления сосредоточены в слое изоляции:

$$\lambda = 0,098\text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{K}$$

$$T_{\text{раб}} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$q_{\text{уд}} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (T_{\text{раб}} - (-40))\text{ Вт}/\text{м}^2$$

Откуда толщина изоляции:

$$\delta_{\text{и}} = \frac{\lambda}{q_{\text{уд}}} \cdot (250 - (-40)) = 0.034\text{ м}$$

где λ - коэффициент теплопроводности материала изоляции;

$T_{\text{раб}}$ – максимальная температура стенки кожуха, $^{\circ}\text{C}$;

$\delta_{\text{и}}$ - толщина теплоизоляции, м

Принимаем толщину изоляции равной 35 мм

4. ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

Введение

Основной задачей данного раздела является оценка перспективности разработки и планирование финансовой и коммерческой ценности конечного продукта, предлагаемого в рамках НИ.

Коммерческая ценность определяется не только наличием более высоких технических характеристик над конкурентными разработками, но и тем, насколько быстро разработчик сможет ответить на такие вопросы – будет ли продукт востребован на рынке, какова будет его цена, какой бюджет научного исследования, какое время будет необходимо для продвижения разработанного продукта на рынок [22].

Данный раздел, предусматривает рассмотрение следующих задач:

- Оценка коммерческого потенциала разработки.
- Планирование научно-исследовательской работы;
- Расчет бюджета научно-исследовательской работы;
- Определение ресурсной, финансовой, бюджетной эффективности исследования.

Цель работы является разработка кожухотрубчатого теплообменника с плавающей головкой и витыми трубками с целью оптимизации работы на установке отбензинивания нефти.

4.1 Оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований

В данном подразделе проект химического теплообменника для подготовки нефти рассмотрен с точки зрения его коммерческой значимости.

Необходимые для данного рассмотрения расчёты произведены в соответствии с пособием Потенциальными потребителями результатов реализации проекта являются компании и частные лица, составляющие рынок химического оборудования. Конечным результатом реализации проекта является удовлетворение двух потребностей:

- предоставление на рынок более эффективного химического оборудования для подготовки нефти;
- упрощение процесса проектирования теплообменного оборудования различного назначения за счёт создания программы их расчёта на базе MathCAD.

4.1.1 Потенциальные потребители результатов исследования.

Сегментация рынка

В качестве двух основных критериев сегментирования рынка предполагается выделить:

- географическое положение (территория России, ближнее и дальнее зарубежье);
- тип потребителя (холдинги, крупные химические компании, мелкие частные фирмы).

По выбранным критериям была составлена карта сегментации рынка химического оборудования, отражённая в табл.4.1.

В качестве конкурирующих компаний были взяты предприятия Экотех НН Химтехпром, ОАО НИИПТхиммаш и торгово-промышленная компания «Стелла». Информация, необходимая для построения данной карты, была взята с официальных сайтов предприятий.

Таблица 4.1- Карта сегментирования рынка химического оборудования

		Географическое положение		
		Российская федерация	Ближнее зарубежье	Дальнее зарубежье
Тип потребителя	Государственные компании			
	Холдинги			
	Частные лица			

где:



– Экотех НН
Химтехпром



– ОАО
НИИПТхиммаш



– ТПК
«Стелла»

В соответствии с приведённой в таблице 1 картой сегментирования были сделаны выводы:

- основные сегменты рынка химического оборудования в данной работы было целесообразно разделить по признакам географического положения и типам потребителей;
- наиболее благоприятными для продаж химических реакторов на первых этапах развития предприятия, в соответствии с картой, являются сегменты, отображающие частные компании и частных лиц, базирующихся в Российской Федерации;
- привлекательными для предприятия в будущем, в соответствии с картой, представляются сегменты государственных компаний Российской Федерации и частных компаний ближнего зарубежья, однако в данном сегменте предстоит столкнуться с высокой конкуренцией.

4.1.2 Оценка перспективности разработки

Для оценки качества предлагаемой научной разработки и перспектив её коммерческого успеха была использована технология QuaD.

Для проведения анализа проекта по технологии QuaD были предварительно распределены веса критериев, по которым оценивается научная разработка. В производстве теплообменников одними из наиболее весомых критериев были выбраны [22]:

- энергоэффективность – 0,12;
- надёжность – 0,12;
- безопасность – 0,1;
- простота эксплуатации – 0,1;
- ремонтпригодность – 0,1;
- цена – 0,1

В соответствии с результатами конструктивно-механического расчёта теплообменного аппарата с витыми трубками одними из наивысших баллов были отмечены следующие критерии [22]:

- простота эксплуатации – 96;

- унифицированность – 95;
- надёжность – 94.
- безопасность – 93;
- энергоэффективность – 92.

В соответствии с пособием список критериев, их веса, а также необходимые расчётные величины заносятся в табл. 4.2.

Таблица 4.2- Оценочная карта для анализа по технологии QuaD

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы	Максимальный балл	Относительное значение	Средневзвешенное значение
Показатели оценки качества					
1.Энергоэффективность	0.12	82	100	0.82	0.984
2.Помехоустойчивость	0.05	81	100	0.81	0.0405
3. Надёжность	0.12	84	100	0.84	0.1008
4.Унифицированность	0.05	85	100	0.85	0.0425
5.Уровень материалоемкости разработки	0.08	65	100	0.65	0.05
6. Уровень шума	0.01	72	100	0.72	0.0072
7. Безопасность	0.1	83	100	0.83	0.083
8.Потребность в ресурсах памяти	0.005	75	100	0.75	0.00375
9. Функциональная мощность	0.02	87	100	0.87	0.0174
10.Простота эксплуатации	0.1	86	100	0.86	0.086
11.Качество интеллектуального интерфейса	0.005	73	100	0.73	0.00365
12.Ремонтопригодность	0.1	90	100	0.9	0.09
Показатели оценки коммерческого потенциала разработки					
13.Конкурентоспособность продукта	0.04	79	100	0.79	0.316

Продолжение таблицы 4.2

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы	Максимальный балл	Относительное значение	Средневзвешенное значение
14.Уровень проникновения на рынок	0.01	65	100	0.65	0.0065
15.Перспективность рынка	0.01	78	100	0.78	0.0078
16. Цена	0.1	72	100	0.72	0.072
17.Послепродажное обслуживание	0.03	81	100	0.81	0.0243
18.Финансовая эффективность научной разработки	0.03	74	100	0.74	0.0222
19. Срок выхода на рынок	0.01	69	100	0.69	0.0069
20. Наличие сертификации разработки	0.01	68	100	0.68	0.0068
Итого					2.0186

Величина, помещённая в графе таблицы «Итого», рассчитана по формуле:

$$K = \sum B_i \cdot \bar{B}_i$$

где К – конкурентоспособность научной разработки или конкурента;

B_i – вес показателя (в долях единицы);

\bar{B}_i – балл i-го показателя.

В соответствии с предложенной классификацией можно говорить о перспективности научной разработки, поскольку значение средневзвешенного показателя качества и перспективности составило 2,01 или 201 баллов.

Однако [22], в результате анализа было выяснено, что слабостью разработки могут оказаться уровень проникновения и сроки выхода на рынок.

Эти слабые места необходимо учесть в последующих частях данного раздела работы, а именно – в SWOT-анализе.

4.1.3 SWOT-анализ разработки

SWOT-анализ применяют для исследования внешней и внутренней среды проекта. Итогом SWOT-анализа считается описание сильных и слабых сторон рассчитанного аппарата, выявление возможностей и опасностей для его реализации, которые проявились или же имеют все шансы возникнуть в его внешней среде.

Первый этап заключается в описании сильных и слабых сторон проекта, в выявлении возможностей и угроз для реализации проекта, которые проявились или могут появиться в его внешней среде, представлено в табл.4.3.

Таблица 4.3 – SWOT-анализ

	Сильные стороны проекта С1. Более низкая стоимость аппарата по сравнению с импортными производителями. С2. Энергоэффективность технологии. С3. Возможность работы с взрывоопасными веществами. С4. Возможности механической очистки межтрубного пространства.	Слабые стороны проекта Сл1. Сложность в обслуживание аппарата (монтаж и ремонт). Сл2. Высокая металлоёмкость. Сл3. Большое количество конкурентных производителей данного аппарата.
Возможности В1. Возможность увеличения поверхности теплопередачи В2. Возможность использования аппарата в местах с пониженной температурой. В3. Развитие потребительской способности рынка на выпускаемый продукт.		
Угрозы У1. Высокая конкуренция рынка. У2. Угроза перекоса и заклинивания механизма «плавающей головки». У3. Угроза нарушения герметичности.		

В рамках второго этапа необходимо построить интерактивную матрицу проекта. Ее использование помогает разобраться с различными комбинациями взаимосвязей областей матрицы SWOT.

Результаты интерактивной матрицы проекта будут представлены в табл.4.4.

Таблица 4.4 – Интерактивная матрица проекта

Сильные стороны проекта					
Возможности проекта		C1	C2	C3	C4
	B1	+	+	0	+
	B2	+	+	+	-
	B3	+	+	+	+

В рамках третьего этапа должна быть составлена итоговая матрица SWOT-анализа, которая показана в табл.4.5.

Таблица 4.5 –Итоговый SWOT-анализ

	Сильные стороны проекта C1. Более низкая стоимость аппарата по сравнению с импортными производителями. C2. Энергоэффективность технологии. C3. Возможность работы с взрывоопасными веществами.	Слабые стороны проекта Сл1. Сложность в обслуживании аппарата (монтаж и ремонт). Сл2. Высокая металлоёмкость. Сл3. Большое количество конкурентных производителей данного аппарата.
Возможности B1. Возможность увеличения поверхности теплопередачи B2. Возможность использования аппарата в местах с пониженной температурой.	Сильные стороны и возможности 1.Использование развитых поверхностей теплообмена как внутри труб, так и в межтрубном пространстве. 2.Аппарат работает как при очень низких, так и при высоких температурах. 3.Развитие торговых отношений.	Слабые стороны и возможности 1.Создание новой технологии, которая бы исключила сложности при ремонте. 2.Использование альтернативных материалов. 3. Привлечение новых клиентов.
Угрозы У1. Высокая конкуренция рынка. У2. Угроза перекоса и заклинивания механизма «плавающей головки». У3. Угроза нарушения герметичности при неправильной эксплуатации.	Сильные стороны и угрозы 1.Продвижение товара на мировой рынок за счет высокой производительности 2. Избегать резкие скачки температуры и давления. 3.Использование подходящего фланца или замена прокладок	Слабые стороны и угрозы 1. Использование более простых конструкций аппарата 2.Замена материала может повысить себестоимость теплообменника. 3.Повышение цен на выпускаемую продукцию

Исходя из SWOT – анализа можно сказать, что для поддержания конкуренции необходимо создать следующие мероприятия:

- Разработка новых технологий, которые бы заинтересовали иностранных инвесторов;

- Полный переход на отечественное оборудование, которое, свою очередь, будет разработана по новым технологиям.

4.2 Планирование научно-исследовательских работ

В данном разделе изложены аспекты планирования научно-исследовательской работы, перечислены этапы, необходимые для проектирования аппарата, подсчитано время, которое должно быть затрачено на выполнение каждого этапа и построена диаграмма, позволяющая рационально распределить временной ресурс между руководителем проекта и инженером.

4.2.1 Структура работ в рамках научного исследования

Планирование структуры работ включает в себя составление перечня этапов, необходимых для исполнения проекта теплообменного аппарата с витыми трубками для подогрева обессоленной нефти.

Подпунктам основных этапов разработки в данной таблицы присвоена сквозная нумерация, которая и далее будет использоваться в данной работе. Кроме того, было произведено распределение ответственности за выполнение той или иной работы между руководителем проекта и инженером, исполняющим данный проект табл.4.6.

Таблица 4.6– Перечень этапов, работ и распределение исполнителей

Основные этапы	№ раб	Содержание работ	Должность исполнителя
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель
Выбор направления работы	2	Выбор направления исследований	Руководитель, Инженер
	3	Календарное планирование работ по теме	Инженер
Проведение работы	4	Проведение тепловых и материальных расчетов	Инженер
	5	Проведение ориентировочного расчета поверхности теплообмена	Инженер
	6	Проведение конструктивного и	Инженер

		гидравлического расчета	
	7	Проведение механического расчета	Инженер
	8	Согласование конструкции аппарата	Инженер
	9	Построение чертежей	Инженер
	10	Согласование чертежей, исправление ошибок	Руководитель, инженер
Обобщение и оценка результатов	11	Оценка эффективности полученных результатов	Руководитель
	12	Определение целесообразности проведение НИР	Руководитель, инженер
	13	Оформление документации	Инженер
Презентация проделанной работы	14	Защита работы	Инженер

4.2.2 Определение трудоёмкости выполнения работ

Рассмотрим в качестве примера расчёта трудоёмкости этап работы, заключающийся в составлении и утверждении технического задания. Исполнителем на данном этапе является руководитель дипломного проекта. При наиболее благоприятных условиях для анализа, систематизации и представления информации в виде технического задания руководителю потребуется 2 человеко-дня.

В случае наиболее неблагоприятных условий, которые могут включать большую загруженность или болезнь, составление технического задания может занять 4 человеко-дня. Исходя из предложенной в формулы, осуществляем расчёт ожидаемой трудоёмкости для первого этапа работы [22]:

$$t_{\text{ож.1}} = \frac{3 \cdot t_{\text{min.1}} + 2 \cdot t_{\text{max.1}}}{5} = 2.8 \text{ чел-дн}$$

где $t_{\text{ож.1}}$ – ожидаемая трудоёмкость 1 работы; $t_{\text{min.1}}$ – минимальная трудоёмкость 1 работы, чел-дн; $t_{\text{max.1}}$ – максимальная трудоёмкость 1 работы, чел-дн.

Поскольку руководитель выполняет данную работу один, в соответствии с формулой из пособия продолжительность работы составит:

$$T_{p.1} = \frac{t_{ож.1}}{Ч_1} = 2.8$$

где $T_{p.1}$ – продолжительность 1 работы, раб. дн.; $Ч_1$ – численность исполнителей, выполняющих одновременно одну и ту же работу на данном этапе, чел.

Подобные рассуждения и расчёты осуществляются для всех подпунктов основных этапов научно-исследовательской работы.

4.2.3 Разработка графика проведения научного исследования

В данного подпункта осуществлено построение диаграммы Ганта и проведены необходимые расчёты для её построения. При построении графика необходимо перевести рабочие дни в календарные, для чего используется следующая формула:

$$T_{к.i} = T_{p.i} \cdot k_{кал}$$

где $T_{к.i}$ – продолжительность выполнения i -й работы в календарных днях; $k_{кал}$ – коэффициент календарности.

Данный коэффициент рассчитывается по формуле:

$$k_{кал} = \frac{T_{кал}}{T_{кал} - T_{вых} - T_{пр}}$$

где $T_{кал}$ – число календарных дней в году; $T_{вых}$ – число выходных дней в году; $T_{пр}$ – число праздничных дней в году.

В 2021 году, для которого производится расчёт, число календарных дней составило 365, праздничных – 14, выходных – 104. Таким образом, по формуле 8.5 [22]:

$$k_{кал} = \frac{365}{(365 - 104 - 14)} = 1.48$$

Примем коэффициент календарности равным 1,5. Все рассчитанные значения заносятся в табл.4.7.

Таблица 4.7 – Временные показатели проведения научного исследования

№ работы	Трудоемкость работы			Число исполнителей	Длительность работ в рабочих днях T_{pi}	Длительность работ в календарных днях T_{ki}
	tmin, чел-дни	tmax, чел-дни	toжi, чел-дни			
1	2	4	2.8	1	3	4
2	5	8	6.2	1	6	9
3	4	5	4.4	1	4	7
4	1	2	1.4	2	1	1
5	1	2	1.4	2	1	1
6	2	4	2.8	1	3	4
7	7	12	7.8	1	8	12
8	16	28	20.8	1	21	3
9	3	10	5.8	1	6	9
10	3	10	5.8	1	6	9
11	1	2	1.4	2	1	1
12	8	10	8.8	1	9	13
13	8	10	8.8	1	9	13
14	1	1	1	1	1	1

Общая длительность работ в рабочих днях составила 79 дней, в календарных – 118.

Диаграмма Ганта для научно-исследовательской работы в целях проектирования теплообменного аппарата для подогрева обессоленной нефти представлена в табл.4.8

Таблица 4.8 – Календарный план график проведения НИР по теме

№ работ	Вид работ	Исполнители	T_{ki} кал.дн	Продолжительность выполнения работ											
				Фев.	Март.	Апрель	Май	Июнь							
1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель	4	■											
2	Выбор направления исследований	Инженер	9		■										
3	Календарное планирование работ по теме	Инженер	7			■									
4	Проведение тепловых и материальных расчетов	Руководитель, инженер	1				■								
5	Проведение ориентировочного расчета	Руководитель, инженер	1					■							

- основная заработная плата исполнителей темы;
- дополнительная заработная плата исполнителей темы;
- отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления);
- накладные расходы.

4.3.1 Расчёт материальных затрат НТИ

При планировании бюджета исследования должно быть обеспечено полное и достоверное отражение всех видов расходов, связанных с его выполнением. Поэтому необходимо учитывать материальные затраты. В данной работе в материальные затраты включаются затраты на канцелярские принадлежности, CD-диск, картридж для лазерного принтера. Расчет материальных затрат осуществляется по следующей формуле [22]:

$$З_m = (1 + k_T) \cdot \sum_{i=1}^m Ц_i \cdot N_{расч\ i} ,$$

где m – количество видов материальных ресурсов, потребляемых при выполнении научного исследования;

$N_{расч\ i}$ – количество материальных ресурсов i -го вида, планируемых к использованию при выполнении научного исследования (шт., кг, м, м² и т.д.);
 $Ц_i$ – цена приобретения единицы i -го вида потребляемых материальных ресурсов (руб./шт., руб./кг, руб./м, руб./м² и т.д.);

k_T – коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительные расходы (в данной работе принимается равным 25 %).

Основными затратами в данной исследовательской работе являются затраты на приобретение канцелярских товаров. Результаты расчётов по затратам на материалы приведены в табл.4.10.

Затраты на оборудование

Расчёт амортизации производится на находящееся в использовании оборудование. В итоговую стоимость проекта входят отчисления на амортизацию за время использования оборудования в статье накладных расходов.

При выполнении научно-исследовательского проекта использовался ноутбук Lenovo. Срок полезного использования данного ноутбука по паспорту составляет 4 года.

Таблица 4.10 - Результаты расчётов по затратам на материалы

Наименование	Цена за ед., руб.	Количество, ед	Суммарная стоимость, руб.
Комплект канцелярских принадлежностей	600	4	2400
Картридж для лазерного принтера MLT-D111S/SEE	4000	1	4000
CD-диск VS CD-RW 500 Mб	100	2	200
Всего за материалы, руб.			6600
Транспортно-заготовительные расходы, руб.			1500
Итого по статье, руб			8100

Основные затраты на оборудование представлены в табл.4.11.

Таблица 4.11 – Затраты на оборудование

№	Наименование оборудования	Кол-во, шт.	Срок полезного использования, лет	Цены единицы оборудования, тыс. руб.	Общая стоимость оборудования, тыс. руб.
1	Компьютер Lenovo	1	4	30	30
Итого					

Расчет амортизации проводится следующим образом: Норма амортизации определяется по следующей формуле [22]:

$$H_A = \frac{1}{n},$$

где n – срок полезного использования в годах. Амортизация определяется по следующей формуле [22]:

$$A = \frac{H_{\Lambda} I}{12} \cdot m,$$

где I – итоговая сумма, тыс. руб.;

m – время использования, мес.

Рассчитаем норму амортизации для ноутбука, с учётом того, что срок полезного использования составляет 4 года:

$$H_A = \frac{1}{n} = \frac{1}{4} = 0.25$$

Общую сумму амортизационных отчислений находим следующим образом [22]:

$$A = \frac{H_{\Lambda} I}{12} \cdot m = \frac{0,25 \cdot 30000}{12} \cdot 4 = 2062$$

4.3.2 Основная заработная плата исполнителей темы

В исполнении проекта, описываемого в данной бакалаврской работе, задействованы два работника: руководитель и инженер. Пример расчёта основной заработной платы дадим на примере руководителя, результаты расчёта для инженера будут занесены в сводную таблицу. По рекомендации методических указаний должностной оклад работника рассчитывается по формуле:

$$Z_M = Z_{ок} \cdot k_p$$

где Z_M – месячный должностной оклад работника, руб.;

$Z_{ок}$ – оклад работника, руб.;

k_p – районный коэффициент, равный для Томска 1,3.

Поскольку научным руководителем является доцент, его оклад составляет 33664 рубля. Таким образом:

$$Z_M = 33664 \cdot 1.3 = 43763.2 \text{ руб}$$

Для расчёта среднедневной заработной платы используется формула из [22]:

$$Z_{дн} = \frac{Z_M \cdot M}{F_d}$$

где Z_d – среднедневная заработная плата, руб;

M – количество месяцев работы без отпусков в течение года;

F_d – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, раб. дн.

Расчёт действительного годового фонда рабочего времени сводится в табл.4.12. Учтём, что руководитель работает по шестидневной рабочей неделе, а инженер – по пятидневной.

Таблица 4.12– Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Инженер
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней (выходных дней)	52	104
Количество нерабочих дней (праздничных дней)	14	14
Потери рабочего времени (отпуск)	48	24
Потери рабочего времени (невыход по болезни)	0	0
Действительный годовой фонд рабочего времени	251	223

Количество месяцев работы без отпуска для руководителя-доцента, работающего по шестидневной рабочей неделе с отпуском в 48 рабочих дней, составит 10,4 месяца. Таким образом, по формуле [22]:

$$Z_{дн} = \frac{43763,2 \cdot 10,4}{251} = 1813,3 \text{ руб}$$

Основная заработная плата рассчитывается по формуле [22]:

$$Z_{осн} = Z_{дн} \cdot T_p$$

где $Z_{осн}$ – основная заработная плата, руб;

T_p – продолжительность работ, выполняемая научно-техническим работником, раб. дн. 119

Продолжительность работ для научного руководителя принимаем в соответствии с данными таблицы 11 равной 6 рабочим дням. Таким образом:

$$З_{осн} = 1813,3 \cdot 7 = 12693,1 \text{руб}$$

Как и было сказано выше, результаты расчёта основной заработной платы инженера сведены в табл.4.13.

Таблица 4.13– Расчёт основной заработной платы

Исполнители	Зок, руб	кр	Зм, руб	Здн, руб	Тр, руб	Зосн, руб
Руководитель	33664	1,3	43763,2	1813,30	7	12693,1
Инженер	15000	1,3	19500	1025,4	111	113819,4

4.3.3 Дополнительная заработная плата исполнителей темы

В соответствии с пособием дополнительная заработная плата исполнителей темы равна:

$$З_{доп} = k_{доп} \cdot З_{осн}$$

где $З_{доп}$ – дополнительная заработная плата исполнителей темы, руб; $k_{доп}$ – коэффициент дополнительной заработной платы, на стадии проектирования принимаемый равным от 0,12 до 0,15.

Примем $k_{доп}$ равным 0,12. Таким образом, для руководителя:

$$З_{доп} = 0,12 \cdot 12693,1 = 1523,2 \text{руб}$$

Для инженера:

$$З_{доп} = 0,12 \cdot 113819,4 = 13658,3 \text{руб}$$

4.3.4 Отчисления во внебюджетные фонды

В соответствии с пособием сумма отчислений во внебюджетные фонды определяется по формуле:

$$З_{внеб} = k_{внеб} \cdot (З_{осн} + З_{доп})$$

где $З_{внеб}$ – сумма отчислений во внебюджетные фонды, руб; $k_{внеб}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (принимается равным 30%).

Также по рекомендации пособия расчёт отчислений во внебюджетные фонды оформлен в виде табл.4.14.

Таблица 4.14 – Отчисления во внебюджетные фонды

Исполнитель	Основная заработная плата	Дополнительная заработная плата
Руководитель	12693,1	1523,2
Инженер	113819,4	13658,3
Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	0,3	
Итого		
Руководитель	3852,617	
Инженер	34546,46	
Общий	38399,12	

4.4 Накладные расходы и формирование бюджета

В соответствии с пособием накладные расходы рассчитываются по формуле:

$$З_{\text{накл}} = \sum \text{ст} \cdot k_{\text{нр}}$$

где $З_{\text{накл}}$ – сумма накладных расходов, руб;

$\sum \text{ст}$ – сумма статей бюджета с первой по четвёртую, руб;

$k_{\text{нр}}$ – коэффициент, учитывающий накладные расходы (принимаемый равным 16%).

Определение бюджета затрат на научно-исследовательский проект приведено в табл.4.15

Таблица 4.15 – Группировка затрат по статьям

Статьи							
Материальные затраты	Амортизация	Основная заработная плата	Дополнительная заработная плата	Отчисления на социальные нужды	Итого без накладных расходов	Накладные расходы	Итого бюджетная стоимость
8190	2062,5	126512,5	15181,5	38399,12	190345,62	13976,63	204322,25

4.4.1 Определение интегрального показателя ресурсоэффективности

Определение эффективности происходит на основе расчета интегрального показателя эффективности научного исследования. Его нахождение связано с определением двух средневзвешенных величин: финансовой эффективности и ресурсоэффективности

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как [22]:

$$I_{\text{фин}} = \frac{\Phi_p}{\Phi_{\text{max}}}$$

где $I_{\text{фин}}$ – интегральный финансовый показатель разработки;

Φ_p – стоимость i -го варианта исполнения;

Φ_{max} – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта (в т.ч. аналоги).

$$I_{\text{фин.исп.1}} = \frac{375281}{413942,5} = 0,907 ,$$

$$I_{\text{фин.исп.2}} = \frac{395866,8}{413942,5} = 0,956 ,$$

$$I_{\text{фин.исп.2}} = \frac{413942,5}{413942,5} = 1 .$$

Интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов исполнения объекта исследования можно определить следующим образом [22]:

$$I_{\text{pi}} = \sum a_i \cdot b_i ,$$

где I_{pi} – интегральный показатель ресурсоэффективности для i -го варианта исполнения разработки;

a_i – весовой коэффициент i -го варианта исполнения разработки;

b_i – бальная оценка i -го варианта исполнения разработки, устанавливается экспертным путем по выбранной шкале оценивания;

Расчет интегрального показателя ресурсоэффективности проведены в табл.4.16.

Таблица 4.16 – Сравнительная оценка характеристик данных разновидностей исполнения проекта.

Критерии \ Объект исследования	Весовой коэффициент параметра	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1. Способствует росту производительности труда пользователя	0,1	4	5	5
2. Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0,15	5	3	4
3. Помехоустойчивость	0,15	5	3	4
4. Энергосбережение	0,20	5	5	4
5. Надежность	0,25	4	4	4
6. Материалоемкость	0,15	5	3	3
ИТОГО	1			

Интегральный показатель ресурсоэффективности для каждого исполнения [22]:

$$I_{p.исп1} = 0,1 * 4 + 0,15 * 5 + 0,15 * 5 + 0,20 * 5 + 0,25 * 4 + 0,15 * 5 = 4,65$$

$$I_{p.исп2} = 0,1 * 5 + 0,15 * 3 + 0,15 * 3 + 0,20 * 5 + 0,25 * 4 + 0,15 * 3 = 3,85$$

$$I_{p.исп3} = 0,1 * 5 + 0,15 * 4 + 0,15 * 4 + 0,20 * 4 + 0,25 * 4 + 0,15 * 3 = 3,95$$

Определяем интегральный показатель эффективности вариантов исполнения на основании выше рассчитанных показателей [22]:

$$I_{исп,1} = \frac{I_{p.исп1}}{I_{фин,исп1}} = \frac{4,65}{0,907} = 5,13$$

$$I_{исп,2} = \frac{I_{p.исп2}}{I_{фин,исп2}} = \frac{3,85}{0,956} = 4,03$$

$$I_{исп,3} = \frac{I_{p.исп3}}{I_{фин,исп3}} = \frac{3,95}{1} = 3,95$$

Сравнение интегрального показателя эффективности вариантов исполнения разработки позволит определить сравнительную эффективность проекта и выбрать наиболее целесообразный вариант из предложенных.

Сравнительная эффективность проекта ($\mathcal{E}_{ср}$):

$$\mathcal{E}_{ср} = \frac{I_{исп,i}}{I_{исп,1}}$$

Сравнительная эффективность разработки представлена в табл.4.17.

Таблица 4.17– Сравнительная эффективность разработки

№ п/п	Показатели	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0,907	0,956	1
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности	4,65	3,85	3,95
3	Интегральный показатель эффективности	5,13	4,03	3,95
4	Сравнительная эффективность разновидностей исполнения	1	0,756	0,770

Исходя из расчетов, представленных в данном разделе, следует заметить, что наилучшим исполнением считается 1 исполнения. В данном варианте решения поставленной задачи в работе сравнительная эффективность более чем в последних двух исполнениях это свидетельствует тому, что в данном варианте наблюдается оптимальное обеспечение материалами и специальным оборудованием, необходимым для решения и оформления данной работы.

Следовательно, достигается наилучшая эффективность проделанного проекта. Данный проект конкурентоспособный в области ресурсоэффективности и ресурсосбережения.

4.4.2 Оценка научно-технического эффекта разработки

Для проведения данной оценки необходимо рассчитать коэффициент научно-технического эффекта по следующей формуле:

$$H = \sum_{i=1}^4 (k_i \cdot n_i)$$

где H – показатель научно-технического эффекта;

k_i – весовой коэффициент i-го признака;

n_i – оценка i-го признака в баллах.

Признаки научно-технического эффекта разработки систематизируются в соответствующую табл.4.18, в которой также проставляются баллы по каждому признаку.

Таблица 4.18 – Оценка научно-технического эффекта разработки

Признак НТУ	Весовой коэфф.	Балл	Характеристика разработки	Выбранный балл
Уровень новизны	0,6	от 8 до 10 от 5 до 7 от 2 до 4 0	Принципиально новая Новая Относительно новая Не обладает новизной	5
Теоретический уровень результатов	0,4	10 8 6 2 0,5	Установление закона Глубокая разработка проблемы Разработка способа (программы, устройства) Элементарный анализ Изложение опыта	6
Возможность реализации	0,2	Время реализации		10
		10 4 2	В течение первых лет От 5 до 10 лет Свыше 10 лет	
Возможность реализации	0,2	Масштаб реализации		4
		10 4 2	Народное хозяйство Отрасль Одно или несколько предприятий	

Таким образом, по формуле: $H = 0.6 \cdot 5 + 0.4 \cdot 6 + 0.2 \cdot 10 + 0.2 \cdot 4 = 8.2$

В соответствии с полученным результатом оценки разработку теплообменного аппарата с плавающей головкой и витыми трубками, освещаемую в данной бакалаврской работе, можно охарактеризовать как перспективную, а её научно-технический эффект как сравнительно высокий.

В результате выполнения изначально сформулированных целей раздела, можно сделать следующие выводы:

1. В результате проведенного анализа конкурентных технических решений оказалось, что разрабатываемый проект является более конкурентоспособным, чем его аналог. Конкурентным преимуществом разработки является наличие инструмента для планирования вычислительных

экспериментов и возможности проводить вычислительные эксперименты по заранее разработанным сценариям;

2. При проведении планирования был разработан план-график выполнения этапов работ для руководителя и инженера, позволяющий оценить и спланировать рабочее время исполнителей. Были определены: общее количество календарных дней для выполнения работы –118 дней, общее количество календарных дней, в течение которых работал инженер – 111 и общее количество календарных дней, в течение которых работал руководителя-7;

3. Составлен бюджет проектирования, позволяющий оценить затраты на реализацию проекта, которые составляют 204322,25 рублей.

5. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

Задачей данной работы является проект и расчет кожухотрубчатого теплообменника с плавающей головкой для нагрева обессоленной нефти. Сущность данной работы заключается в модернизации теплообменного оборудования с целью оптимизации теплообмена на предприятии АО ВНК «Ачинский нефтеперерабатывающий завод». Данное предприятие относится к нефтеперерабатывающей промышленности.

В разделе социальной ответственности будут затронуты производственная, экологическая безопасность, безопасность в чрезвычайных ситуациях, а также правовые и организационные вопросы по обеспечению безопасности не производства в целом. Сырьем установки ЭЛОУ-АТ-6 является подготовленная сырая нефть с магистрального трубопровода Александровское-Анжеро-Судженск.

Нефть легко воспламеняющаяся жидкость. Высокая газовзрывоопасность характеризуется низкими значениями НКПВ паров в воздухе, устойчивостью к рассеиванию тяжелых паров в атмосфере и сравнительно большой скоростью распространения пламени в паровоздушных смесях. Пары тяжелых углеводородов, выделяемые при стабилизации, а затем при испарении нефти (газоконденсата), значительно тяжелее воздуха.

Поэтому в безветренную погоду они стелются по поверхности земли, скапливаются в низких местах по рельефу местности и медленно рассеиваются, создавая иногда на большой территории скопление взрывоопасных смесей паров и воздуха с очень низким значением НКПВ. НКПВ паров стабильной нефти (газоконденсата) обычно равен 1,1 - 1,3 % (по объему).

5.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Целью данного раздела является рассмотрение режима рабочего времени, системы защиты персональных данных и оплаты труда работника с точки зрения трудового законодательства, а также правильность компоновки рабочего места.

5.1.1 Правовые нормы трудового законодательства

Российское законодательство в области труда представляет собой комплекс нормативно-правовых актов, формирующих нормы трудовых отношений. Режим рабочего времени должен предусматривать продолжительность рабочей недели, работу с ненормированным рабочим днем, продолжительность ежедневной работы (смены), время начала и окончания работы, время перерывов в работе, число смен в сутки, чередование рабочих и нерабочих дней, которые устанавливаются правилами внутреннего трудового распорядка в соответствии с трудовым законодательством [23].

В случае с роликовым грохотом производство окатышей идет непрерывно 24 часа в сутки, 7 дней в неделю, кроме специально выделенных дней под ремонт. Поэтому работа будет осуществляться посменно 2/2, т.е. два дня подряд две смены по 12 часов с 8:00 до 20:00, потом 2 дня отдых и далее две ночные смены с 20:00 до 8:00. Прежде чем начать работать каждый человек подписывает трудовой договор и оставляет свои персональные данные.

Защите персональных данных работника посвящена глава 14 Трудового кодекса РФ, нормы которой устанавливают право каждого человека на неприкосновенность частной жизни, личную тайну, защиту своей чести и доброго имени, а сбор, хранение, использование информации о частной жизни человека без его согласия не допускается.

Персональные данные – любая информация, относящаяся к прямо или косвенно определенному, или определяемому физическому лицу. Это ФИО человека, место рождения и паспортные данные, сведения об образовании, имеющихся навыках [24]. Важным требованием для защиты персональных данных, соблюдение которого необходимо при обработке персональных данных работника, состоит в необходимости все персональные данные работника получать у него самого.

При зачислении на работу и после отработанного месяца работнику начисляется заработная плата, обеспеченная государственными гарантиями по оплате труда [24]:

- величина минимального размера оплаты труда в Российской Федерации;
- ограничение перечня оснований и размеров удержаний из заработной платы по распоряжению работодателя, а также размеров налогообложения доходов от заработной платы;
- ограничение оплаты труда в натуральной форме;
- обеспечение получения работником заработной платы в случае прекращения деятельности работодателя и его неплатежеспособности в соответствии с федеральными законами.

5.2 Производственная безопасность

Производственная безопасность представляет собой систему организационных мероприятий и технических средств, уменьшающих вероятность воздействия на персонал опасных производственных факторов, вредных воздействий технологических процессов, энергии, средств, предметов, условий и режимов труда до приемлемого уровня.

Необходимо выявить вредные и опасные производственные факторы, которые могут возникать при разработке, изготовлении и эксплуатации данного аппарата. Выявленные факторы перечислены в табл. 5.1.

Таблица 5.1 - Опасные и вредные факторы при монтаже и эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы			Нормативные документы
	Разработка	Изготовление	Эксплуатация	
1.Повышенный уровень вибрации	-	+	+	ГОСТ 12.1.012-2004 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вибрационная безопасность. Общие требования [6]
2.Повышенный уровень шума	-	+	+	ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности [7]
3.Повышенная температура поверхности оборудования	-	+	+	СанПиН 2.2.4.548-96 Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. [8] ГОСТ

				12.2.003–91 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности. [9]
4.Электрический ток	+	+	+	ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ. Электробезопасность. Предельно допустимые уровни напряжений прикосновения и токов. [10]
5.Вредные вещества	+	+	+	ГОСТ 12.1.007-76 стандарт распространяется на вредные вещества, содержащиеся в сырье, продуктах, полупродуктах и отходах производства, и устанавливает общие требования безопасности при их производстве, применении и хранении. ГОСТ 12.1.005-88.
6. подвижные части оборудования	-	+	+	ГОСТ 14254— 2015 ГОСТ 12.2.003-91

5.2.1 Анализ вредных факторов при эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника

Согласно [25] на производственных предприятиях, где используется оборудование, должна быть эксплуатационная документация, в которой предусматриваются правила безопасности работающих при монтаже или демонтаже, вводе в эксплуатацию и эксплуатацию в составе технологических комплексов.

Повышенный уровень вибрации.

Появление данного вредного фактора вызвано тем, что через кожухотрубчатый теплообменник проходят потоки жидкости со скоростью от 0,6 до 1,2 м/с. При этом поток многократно меняет своё направление, постоянно ударяясь о стенки и перегородки аппарата. Вследствие этого возникает вибрация. Режим труда должен устанавливаться при показателе превышения вибрационной нагрузки на оператора не менее 1 дБ (в 1,12 раза), но не более 12 дБ (в 4 раза). При показателе превышения более 12 дБ (в 4 раза)

запрещается проводить работы и применять машины, генерирующие такую вибрацию [26].

Основным способом обеспечения вибробезопасности должно быть создание и применение вибробезопасных машин. Создание вибробезопасных машин должно обеспечиваться применением методов, снижающих вибрацию в источнике возбуждения, которые приведены в [26].

Повышенный уровень шума

Шум непосредственно связан с вибрацией. В теплообменнике проходят потоки жидкости, при этом поток многократно меняет своё направление, постоянно ударяясь о стенки и перегородки аппарата. Кроме того, основным шум создают насосы, которые и перекачивают потоки горячей и холодной жидкости. Шум и вибрация не только ухудшают самочувствие человека и снижают производительность труда в среднем на 10-15%, но и очень часто приводят к профессиональным заболеваниям (нарушения слуха и других анализаторов). Шумы создаются работающими приборами, вентиляторами.

В большинстве случаев технически трудно снизить шум до очень малых уровней, поэтому при нормировании исходят не из оптимальных, а из терпимых условий, т.е. таких, когда вредное действие шума на человека не проявляется или проявляется незначительно. Нормирование допустимых уровней звукового давления производится в соответствии с [27]. По данному ГОСТу уровень звука в производственных помещениях не должен превышать 85 дБА. [27].

В качестве средств индивидуальной защиты от шума в зависимости от конструктивного исполнения используются:

- противошумные наушники, закрывающие ушную раковину снаружи;
- противошумные вкладыши, перекрывающие наружный слуховой проход или прилегающие к нему;
- противошумные шлемы и каски; противошумные костюмы.

5.2.2 Анализ опасных факторов при эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника

Подвижные части оборудования

Части используются в центробежных насосах, перекрыты должны быть места муфтового соединения валов насоса и электродвигателя, так же подвижные части присутствуют в компрессорах и т.д.

Согласно [28] движущиеся части являются возможными источниками травмоопасности, они должны быть ограждены или расположены так, чтобы исключить возможность прикасания к ним во время работы оборудования, может быть использовано двуручное управление, предотвращающее травмирование. Запорную арматуру необходимо располагать вдали от движущих частей аппаратов.

В непосредственной близости от движущихся частей, находящихся вне поля видимости оператора, должны быть установлены органы управления аварийным остановом, если в опасной зоне, создаваемой движущимися частями, могут находиться работающие [28]. Элементы оборудования не должны иметь острых углов, кромок и заусенцев, которые представляют опасность травмирования работающих [28].

При монтаже, ремонте, настройке, подключении и эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника возможно поражения электрическим током, так как при этом используются электротали, различные электрические гайковерты, сварочные аппараты. Для того чтобы минимизировать опасность удара электрическим током разработаны требования безопасности к электротехническим приборам, установленный [29].

Согласно [30] устанавливаются требования для изоляции, защитного заземления:

- преднамеренным электрическим соединением металлических частей электроустановок с «землей» или ее эквивалентом;
- защитному заземлению подлежат металлические части электроустановок, доступные для прикосновения человека и не имеющие других видов защиты, обеспечивающих электробезопасность.

Повышенная температура поверхности оборудования.

Теплообменное оборудование, температура наружных поверхностей которого в процессе эксплуатации может превышать 45 °C, должен быть теплоизолирован. В проектируемом теплообменнике была рассчитана и применена теплоизоляция из совелита, толщиной 20 мм. Так же необходимо ограждение теплообменника и изготавливается ограждающая конструкция по документации эксплуатирующей организации [31].

Для предотвращения попадания легковоспламеняющихся, горючих и взрывоопасных веществ, все горячие участки теплообменника должны быть покрыты металлической обшивкой для предохранения изоляции, так как она может пропитаться этими веществами. Все подводящие трубопроводы с агрессивными средами должны быть защищены кожухом, или сливными устройствами для того, чтобы слить продукты в безопасное место [31].

Согласно [32] для распознавания трубопроводов и то что протекает по ним должна быть нанесена краска. Так же должны быть установлены предупреждающие знаки дополнительно к цветным предупреждениям трубопроводов.

5.3 Экологическая безопасность

В данном разделе будут рассмотрены источники загрязнения атмосферы, литосферы и гидросферы при работе теплообменника, нормы на эти загрязнения и методы защиты от них.

При подготовке мазута для эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника мазут подвергается сепарации и концентрированию.

Подготовка мазута не является безотходным процессом. При его подготовке так же возможны выбросы в атмосферу. Экология подготовки мазута включает в себя проблемы загрязнения атмосферы, гидросферы и литосферы.

- Защита атмосферы.

Основные источники загрязнения — это выбросы вредных веществ в атмосферу с факела. При сжигании попутного нефтяного газа, большей частью

которого является мазут, на факелах в атмосферу выбрасывается большое количество загрязняющих веществ [33]:

- NO₂;
- CO₂;
- SO₂;

С целью охраны воздушного бассейна, выполняются следующие технологические мероприятия, обеспечивающие минимальные выбросы в атмосферу:

- установка трубных расширителей на факельном газопроводе с целью исключения сгорания жидких фракций углеводородов на факеле;
- Перед подачей газа на факел, использовать очистку газа от токсичных веществ.

-Защита гидросферы.

Загрязненные стоки образуются за счет конденсации насыщенного водяного пара, отводимых после охлаждения компрессоров.

Для предотвращения попадания вредных веществ в водоемы за пределы производственной площадки, предусмотрено [33]:

- Обвалование площадок, где возможен разлив продукта;
- Дренажные емкости для сбора возможных розливов продукта и загрязнения при этом дождевых и талых вод и последующее отведением их в систему поддержания пластового давления для совместного использования в технологическом процессе. Сточные воды канализации проходят механическую очистку и доочистку на биологических очистных сооружениях завода.

-Защита литосферы.

Главным источником загрязнения литосферы на данном производстве является отработанное масло после компрессоров.

Отстаивание является наиболее простым методом, он основан на процессе естественного осаждения механических частиц и воды под действием гравитационных сил.

В зависимости от степени загрязнения топлива или масла и времени, отведенного на очистку, отстаивание применяется либо как самостоятельно,

либо как предварительный метод, предшествующий фильтрации или центробежной очистке. Основным недостатком этого метода является большая продолжительность процесса оседания частиц до полной очистки, удаление только наиболее крупных частиц размером 50-100 мкм.

Фильтрация – процесс удаления частиц механических примесей и смолистых соединений путем пропускания масла через сетчатые или пористые перегородки фильтров. В качестве фильтрационных материалов используют металлические и пластмассовые сетки, войлок, ткани, бумагу, композиционные материалы и керамику.

Во многих организациях, эксплуатирующих СДМ реализован следующий метод повышения качества очистки моторных масел – увеличивается количество фильтров грубой очистки и вводится в технологический процесс вторая ступень – тонкая очистка масла.

5.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

Чрезвычайная ситуация; ЧС [34]: Обстановка на определенной территории, сложившаяся в результате аварии, опасного природного явления, катастрофы, стихийного или иного бедствия, которые могут повлечь или повлекли за собой человеческие жертвы, ущерб здоровью людей или окружающей среде, значительные материальные потери и нарушение условий жизнедеятельности людей.

В данном разделе будут рассмотрены ЧС, которые могут возникнуть на предприятии, а также наиболее вероятная ЧС и меры для ее устранения. Предприятие АО ВНК «АНПЗ» находится на окраине города Ачинска.

Весной вода поднимается, начинаются наводнения. Подъезды и подходы к предприятию могут быть затоплены, вода может дойти и до самого предприятия. Наводнения и подтопления хоть и случаются, но это происходит довольно редко и самое главное не так опасно и разрушительно.

Наиболее серьезной угрозой для предприятия является вероятность возникновения пожара на производстве.

Для предотвращения возникновения пожара, необходимы следующие меры [35]:

- нельзя работать на неисправном оборудовании;
- проводя ремонт или обслуживание станков, их надо отключать от питания;
- нельзя использовать открытый огонь для проведения каких-либо мероприятий по обслуживанию, ремонту или эксплуатации;
- все работники, которые поступают на работу, проходят вводный инструктаж. Если все меры были соблюдены или некоторые нарушены и пожар все-таки возник, то нужно принять соответствующие меры по его ликвидации [36]:
- позвонить в службу пожарной безопасности;
- начать действия по тушению огня;
- организовать эвакуацию других сотрудников;
- самостоятельно покинуть горящий объект по эвакуационным проходам

Вывод: в разделе «Социальная ответственность» проведен анализ и оценка вредных и опасных факторов, которые могут оказать воздействие на инженера-технолога, а также приведены рекомендации по обеспечению оптимальных условий труда и охране окружающей среды.

Выяснили, какую серьезную опасность представляют собой чрезвычайные ситуации, которые могут возникнуть.

Разобрали как не допустить возникновения пожара на производстве и как его ликвидировать. Каждый работник предприятия должен уверенно соблюдать социальную ответственность и только в этом случае будет организована полная, бесперебойная и главное безопасная производственная среда, в которой приятно работать.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполненной работы был рассчитан теплообменный аппарат типа ТП с витыми трубками, который используется для подбора между обессоленной нефти мазутом. Была обоснована технологическая схема. В технологическом расчете был составлен тепловой баланс теплообменника. Рассчитаны коэффициенты теплоотдачи, коэффициенты теплопередачи. После чего была рассчитана требуемая поверхность теплообмена.

На основании расчета поверхности был подобран кожухотрубный теплообменник со всеми его конструктивными параметрами. Исходя из свойства сред, которые протекают в аппарате, и параметров теплообмена было подобрано оптимальное исполнение по материалам теплообменника.

Осуществлен механический расчет, в котором определены толщины цилиндрической обечайки, трубной решетки и эллиптической крышки, произведена проверка необходимости укрепления отверстий, рассчитано фланцевое соединение типа выступ-впадина с прокладкой из паронита, подобраны неподвижные и подвижные седловые опоры. Совершен расчет гидравлических сопротивлений и подбор насосов для трубного и межтрубного пространства. Произведен расчет тепловой изоляции.

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» была проведена оценка рентабельности проекта, проанализированы сильные и слабые стороны проекта, а также его возможности.

В разделе «Социальная ответственность» проведен анализ вредных и опасных факторов, связанных с работой на данном аппарате. Так же обоснованы мероприятия по снижению вредного воздействия этих факторов на окружающую среду.

Список использованной литературы

1. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: Учебное пособие для вузов под ред. чл.-корр. АН СССР П.Г. Романкова. – 10-е изд., перераб. и доп. / Репринтное воспроизведение издания 1987 г. – М.: Альянс, 2013. – 576 с.
2. Перельман, В.И. Краткий справочник химика / В.И. Перельман. - М.: научно-техническое издательство химической литературы; Издание 4-е, стер., 2013. - 560 с.
3. ГОСТ Р 53677-2009. Нефтяная и газовая промышленность. Кожухотрубчатые теплообменники. Технические требования. М.: Изд-во стандартов, 2011. — 48 с.
4. Дзюбенко Б.В., Вилемас Ю.В. Кожухотрубный теплообменник // Авторское свидетельство СССР №761820. М.: Бюллетень изобретений. 1980. №33. С.194.
5. Дударовская О.Г., Долгова А.Н. Интенсификация теплоотдачи в каналах с различными интенсификаторами // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2018. – № 11-1. – С. 44-47.
6. Семакина О.К. Машины и аппараты химических производств. Учеб. Пособие. Часть 1 /Том. политехн. ун-т. – Томск, 2003. – 118 с.3412-023-00220302-01.
7. Спецификация на кожухотрубный теплообменник.Приложение №1 / Shell and Tube Heat Exchanger Data Sheet,трубный пучок с витыми трубками STE BFS-1200-9000 Поз. № T-112A
8. ТУ 3612-024-00220302-02. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе.
9. Сталь 09Г2С. [Электронный ресурс] - Режим доступа: <http://stankiexpert.ru/spravochnik/materialovedenie/stal-09g2s.html>.
10. ГОСТ 34233.1-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования. М.: Изд-во стандартов, 2017. – 26 с.

11. Лацинский А.А. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Справочник. / А.А. Лацинский, А.Р. Толчинский - Л.: Машиностроение, 1970. - 752с.
12. ГОСТ 8732 - 78. Трубы стальные бесшовные горячедеформированные. Сортамент (с Изменениями N 1, 2). - М.: ИПК Изд-во стандартов, 2004. -9с.
13. ГОСТ Р 34233.2 - 2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек. - М.: Стандартиформ, 2018. - 54с.
14. ГОСТ 34233.5 - 2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок. - М.: Стандартиформ, 2018. - 31с.
15. ГОСТ 6533-78. Днища эллиптические отбортованные стальные для сосудов, аппаратов и котлов. Основные размеры
16. ГОСТ Р 53677-2009. Нефтяная и газовая промышленность. Кожухотрубчатые теплообменники. Технические требования. М.: Изд-во стандартов, 2011. — 48 с.
17. ГОСТ Р 34233.3 - 2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлениях. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер. - М.: Стандартиформ, 2018. - 41 с
18. ГОСТ 34233.4-2017. Расчет фланцевых соединений. - Введ. 2009-15.12. – М.: Стандартиформ, 2017. –40с.
19. ГОСТ 33259-2015 Фланцы арматуры, соединительных частей и трубопроводов на номинальное давление до PN 250. Конструкция, размеры и общие технические требования (с Поправками). М.: Стандартиформ, 2016.
20. ГОСТ 34233.7-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты. М.: Изд-во стандартов, 2017. — 50 с
21. ОСТ 26-2091-93. Опоры горизонтальных сосудов и аппаратов.
22. Видяев И.Г., Серикова Г.Н., Гаврикова Н.А. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение: учебно-

методическое пособие / И.Г. Видяев, Г.Н. Серикова, Н.А. Гаврикова, Н.В. Шаповалова, Л.Р. Тухватулина З.В. Криницына; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014.– 36 с.

23. "Трудовой кодекс Российской Федерации" от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 01.04.2019).

24. ГОСТ 12.2.032-78. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования.

25. ГОСТ 12.2.003-91. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование производственное. Общие требования безопасности.

26. ГОСТ 12.1.012-2004. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вибрационная безопасность. Общие требования.

27. ГОСТ 12.1.003-2014. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Общие требования безопасности.

28. СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.

29. ГОСТ 12.2.003-91. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование производственное. Общие требования безопасности.

30. ГОСТ 12.1.030-81. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление (с Изменением N 1).

31. РД 34.03.201-97. Правила техники безопасности при эксплуатации тепломеханического оборудования электростанций и тепловых сетей.

32. ГН 2.2.5.3532-18. "Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны".

33. ГОСТ 17.1.3.13-86. Охрана природы. Гидросфера. Общие требования к охране поверхностных вод от загрязнений.

34. ГОСТ Р 22.0.01-2016. Безопасность в чрезвычайных ситуациях. Основные положения.

35. СНиП 21-01-97. Пожарная безопасность зданий и сооружений.

36. ГОСТ 12.1.019-2017 ССБТ. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты.